

Yaoqun Zhou

**Dynamisches Bremsverhalten
des Reifen-Fahrwerk-Systems**

Yaoqun Zhou

**Dynamisches Bremsverhalten
des Reifen-Fahrwerk-Systems**

**Karlsruher Schriftenreihe Fahrzeugsystemtechnik
Band 94**

Herausgeber

FAST Institut für Fahrzeugsystemtechnik

Prof. Dr. rer. nat. Frank Gauterin

Prof. Dr.-Ing. Marcus Geimer

Prof. Dr.-Ing. Peter Gratzfeld

Prof. Dr.-Ing. Frank Henning

Das Institut für Fahrzeugsystemtechnik besteht aus den Institutsteilen Bahnsystemtechnik, Fahrzeugtechnik, Leichtbautechnologie und Mobile Arbeitsmaschinen.

Eine Übersicht aller bisher in dieser Schriftenreihe erschienenen Bände finden Sie am Ende des Buchs.

Dynamisches Bremsverhalten des Reifen-Fahrwerk-Systems

von
Yaoqun Zhou

Karlsruher Institut für Technologie
Institut für Fahrzeugsystemtechnik

Dynamisches Bremsverhalten des Reifen-Fahrwerk-Systems

Zur Erlangung des akademischen Grades eines Doktors der
Ingenieurwissenschaften von der KIT-Fakultät für Maschinenbau des
Karlsruher Instituts für Technologie (KIT) genehmigte Dissertation
von Yaoqun Zhou, M.Sc.

Tag der mündlichen Prüfung: 30. Juni 2021
Erster Gutachter: Prof. Dr. rer. nat. Frank Gauterin
Zweiter Gutachter: Prof. Dr.-Ing. Volker Dorsch

Impressum



Karlsruher Institut für Technologie (KIT)
KIT Scientific Publishing
Straße am Forum 2
D-76131 Karlsruhe

KIT Scientific Publishing is a registered trademark
of Karlsruhe Institute of Technology.
Reprint using the book cover is not allowed.

www.ksp.kit.edu



*This document – excluding parts marked otherwise, the cover, pictures and graphs –
is licensed under a Creative Commons Attribution-Share Alike 4.0 International License
(CC BY-SA 4.0): <https://creativecommons.org/licenses/by-sa/4.0/deed.en>*



*The cover page is licensed under a Creative Commons
Attribution-No Derivatives 4.0 International License (CC BY-ND 4.0):
<https://creativecommons.org/licenses/by-nd/4.0/deed.en>*

Print on Demand 2022 – Gedruckt auf FSC-zertifiziertem Papier

ISSN 1869-6058
ISBN 978-3-7315-1156-4
DOI 10.5445/KSP/1000140509

Vorwort des Herausgebers

Die Fahrzeugtechnik ist kontinuierlich Veränderungen unterworfen. Klimawandel, die Verknappung einiger für Fahrzeugbau und –betrieb benötigter Rohstoffe, globaler Wettbewerb, gesellschaftlicher Wandel und das rapide Wachstum großer Städte erfordern neue Mobilitätslösungen, die vielfach eine Neudefinition des Fahrzeugs erforderlich machen. Die Forderungen nach Steigerung der Energieeffizienz, Emissionsreduktion, erhöhter Fahr- und Arbeitssicherheit, Benutzerfreundlichkeit und angemessenen Kosten sowie die Möglichkeiten der Digitalisierung und Vernetzung finden ihre Antworten nicht aus der singulären Verbesserung einzelner technischer Elemente, sondern benötigen Systemverständnis und eine domänenübergreifende Optimierung der Lösungen.

Hierzu will die Karlsruher Schriftenreihe für Fahrzeugsystemtechnik einen Beitrag leisten. Für die Fahrzeuggattungen Pkw, Nfz, Mobile Arbeitsmaschinen und Bahnfahrzeuge werden Forschungsarbeiten vorgestellt, die Fahrzeugsystemtechnik auf vier Ebenen beleuchten: das Fahrzeug als komplexes, digitalisiertes mechatronisches System, die Mensch-Fahrzeug-Interaktion, das Fahrzeug in Verkehr und Infrastruktur sowie das Fahrzeug in Gesellschaft und Umwelt.

In kritischen Verkehrssituationen kann das schnelle Abbremsen eines Kraftfahrzeugs lebenswichtig sein. Fahrzeuge verfügen daher über Notbremssysteme, die darauf ausgelegt sind, das Potenzial der Kraftübertragung zwischen Reifen und Fahrbahn zu einem möglichst hohen Grad auszunutzen. Es werden dafür sogenannte Anti-Blockier-Systeme (ABS) eingesetzt, die den Umstand ausnutzen, dass die höchste Kraftübertragung nicht bei blockierenden Rädern, sondern bei einem deutlich geringeren Reifenschlupf erfolgt.

Frau Zhou schlägt in der vorliegenden Arbeit ein Notbremssystem vor, das neben den üblichen Messgrößen wie Radwinkelgeschwindigkeit und -beschleunigung auch die Schwingungszustände von Fahrwerk und Reifen in der Regelung berücksichtigt. Dies beruht auf der bekannten Tatsache, dass

Schwingungen, beispielsweise Radlastschwankungen, den Bremsweg verlängern. Frau Zhou geht in Ihrem Ansatz über die bislang betrachteten Vertikalschwingungen hinaus, indem sie auch Schwingungen in Fahrzeuginnenrichtung bis 150 Hz einbezieht und Ansätze vorstellt, diese Schwingungen über eine geeignete Ansteuerung des Bremssystems zu kompensieren. Sie erreicht damit eine deutliche Steigerung der übertragbaren Bremskräfte und leistet so einen wichtigen Beitrag zur Sicherheit im Straßenverkehr.

Karlsruhe, im September 2021

Frank Gauterin

Kurzfassung

Das Bremsverhalten moderner Fahrzeuge wird durch die Interaktion zwischen dem ABS-Regelsystem und der Kraftübertragung im Reifen-Fahrbahn-Kontakt bestimmt. Aufgrund der Fahrwerkelastizität sowie der Reifencharakteristiken entstehen während ABS-Bremssungen Schwingungen und Kraftschwankungen im Reifen-Fahrwerk-System, welche die Kraftübertragung zwischen Reifen und Fahrbahn bzw. das Bremsverhalten des Gesamtfahrzeugs beeinflussen. Wie die transient anregenden Kräfte sowie longitudinale und vertikale Schwingungen des Reifen-Fahrwerk-Systems die Bremskraft beeinflussen, wie, in welchem Umfang und unter welchen Bedingungen diese Einflüsse durch optimierte Ansteuerung des Bremssystems reduziert werden können, sind allerdings noch offene Forschungsfragen, die zu beantworten sind. Des Weiteren wurden bisher die Unterschiede zwischen stationär an einer starren Radführung gemessenen μ -Schlupf-Kurven des Reifens und μ -Schlupf-Kurven im transient belasteten Reifen-Fahrwerk-Bremssystem noch nicht vollständig untersucht.

In dieser Forschungsarbeit wird ein Reifen-Fahrwerk-Bremssystem, bestehend aus einer McPherson-Radaufhängung und einer modifizierten ABS-Bremsanlage, am Innentrommelprüfstand des Instituts für Fahrzeugsystemtechnik analysiert, weiterentwickelt und optimiert. Durch die Ansteuerung einzelner Magnet-Ventile des ABS-Hydroaggregats mit Hilfe eines Echtzeit-Prüfstandsrechners werden komplexe Bremsdruckverläufe sowie ABS-Regelkonzepte umgesetzt. Das Reifen-Fahrwerk-System wird mit unterschiedlichen Reifen und bei unterschiedlichen Fahrbahn- und Bremsanregungen am Prüfstand betrieben. Die Einflüsse des Reifens (Seitenwandstruktur, Laufstreifenmischung und Fülldruck), die Einflüsse transient angreifender Kräfte sowie die Einflüsse longitudinaler und vertikaler Schwingungen des Reifen-Fahrwerk-Bremssystems auf die Kraftübertragung im Reifen-Fahrbahn-Kontakt werden analysiert. Zwei Optimierungsmöglichkeiten zur Reduzierung negativer Einflüsse der Reifen-Fahrwerk-Dynamik bzw. zur Verbesserung der Regelgüte der ABS-Regelung durch eine modifizierte Schlupfberechnungsmethode und

durch die optimierte Ansteuerung des Bremssystems werden auf der Grundlage von Versuchs- und Simulationsergebnissen diskutiert.

Abstract

Braking performance of recent vehicles is controlled by the interaction between ABS system and the transmitted force between road and tyre. Due to suspension elasticity as well as tyre characteristics, an abrupt braking or the ABS regulation initiates tire belt and wheel axle oscillations and leads to the transmission of acceleration and force variation in the tyre-suspension system. As a result, the effective braking slip and further the braking force between tyre and road can be influenced by the excited tyre suspension dynamics which means that the braking performance of the vehicle or rather the braking distance will be influenced as well. How is the braking force, which is transmitted between tyre and road, influenced by transient excitation forces (brake pressure gradients and road unevenness) as well as by longitudinal and vertical oscillations of the tyre suspension brake system? How, to which extend and under which boundary conditions these influences can be reduced by appropriate brake pressure control? These are still open research questions to be answered. Furthermore, the differences between the stationary force-slip curve of the tyre and the force-slip curve of the transient loaded tyre suspension brake system have not yet been fullyanalyzed.

In the frame of this research work, a complete tyre suspension brake system, which includes a McPherson strut and a modified ABS hydro aggregate is developed and optimized on the inner drum test bench of the Institute of Vehicle System Technology (FAST), KIT. By direct control of each interior magnet valve in the ABS hydro aggregate by a real time computer, complex brake slopes as well as various ABS control concepts are implemented on the test bench. Using different tyres, the dynamics of different tyre suspension brake systems under various road and braking excitations are studied on the inner drum test bench. The influence of the tyre suspension dynamics on the force transmission in the tyre road contact is analyzed. Based on a reference ABS control loop which is setup on the test bench, two optimization approaches of the ABS control loop have been implemented experimentally. By reducing the

negative influences from the tyre suspension dynamics on the force transmission between tyre and road by a modified wheel slip calculating method and the optimized control of the brake respectively, the effects of the two optimization approaches are discussed based on measuring and simulation results.

Inhaltsverzeichnis

Vorwort des Herausgebers	i
Kurzfassung	iii
Abstract	v
Abbildungsverzeichnis	xiii
Tabellenverzeichnis	xxix
Abkürzungsverzeichnis.....	xxxii
Danksagung	xxxv
1 Einleitung	1
1.1 Motivation	1
1.2 Stand der Technik und Forschung.....	3
1.2.1 Reifen-Fahrbahn.....	3
1.2.2 Reifen-Fahrwerk	7
1.2.3 Bremsregelsystem	8
1.3 Zielsetzung und Aufbau der Arbeit	10
1.3.1 Ziele und Vorgehensweise der Arbeit.....	10
1.3.2 Aufbau der Arbeit	13
2 Analyse und Optimierung des Bremsvorgangs	15
2.1 Grundlage des Bremsvorgangs.....	15
2.1.1 Bremsnicken.....	16
2.1.2 Bremsdauer und -weg	17
2.1.3 Optimierungsmöglichkeit des Bremsvorgangs	20
2.2 Theoretische Analyse des dynamischen Verhaltens des Reifen-Fahrwerk-Systems	23
2.2.1 Schlupfschwankung	23
2.2.2 Berechnungsmodell.....	29
2.2.3 Schwingungsformen.....	37
2.2.4 Einfluss des stationären Bremsmomentes.....	40

2.3	Optimierung der ABS-Regelung	45
2.3.1	ABS-Regelkreis.....	46
2.3.2	Bremsschlupfregler	49
2.3.3	Optimierungsmöglichkeit der ABS-Regelung	54
3	Forschungsmethodik und Untersuchungswerkzeuge.....	61
3.1	Fahrversuch zur Fahrwerk elastizität.....	61
3.1.1	Methodik der Untersuchung.....	62
3.1.2	Einfluss der Achsschwingung	64
3.2	Experimentelle Untersuchung am Prüfstand	67
3.2.1	Reifen-Innentrommel-Prüfstand (IPS).....	68
3.2.2	Gesamtkonzept.....	69
3.2.3	Messtechnik.....	71
3.2.4	Umrechnung.....	74
3.3	Modifizierte hydraulische ABS-Bremsanlage am Prüfstand.....	80
3.3.1	Aufbau.....	81
3.3.2	Modifiziertes ABS-Hydroaggregat	83
3.3.3	Optimierung	88
3.3.4	Charakterisierung	90
3.3.5	Modellierung	98
3.4	Simulationsmodelle	99
3.4.1	McPherson-Radaufhängung und IPS	101
3.4.2	Reifen	105
3.4.3	Fahrbahn.....	105
3.4.4	Regelsystem	109
4	Reifenvermessung.....	111
4.1	Grundlegende Charakteristiken	112
4.1.1	Grundlage des Reifenaufbaus.....	112
4.1.2	Reifenvarianten	113
4.2	Umfangskraft-Schlupf-Messung	115
4.2.1	Einfluss der Reifenbauart	117
4.2.2	Einfluss der Geschwindigkeit.....	118
4.2.3	Einfluss der Radlast.....	121
4.2.4	Einfluss des Fülldrucks	123
4.3	Steifigkeiten.....	124

4.3.1	Längssteifigkeit	124
4.3.2	Vertikalsteifigkeit.....	127
5	Übertragungsverhalten des Reifen-Fahrwerk-Systems bei Überfahrt von Einzelhindernissen	129
5.1	Schlagleistenüberfahrt am Prüfstand.....	129
5.1.1	Methodik der Untersuchung.....	130
5.1.2	Datenaufbereitung.....	134
5.2	Bewertung der Schwingung und Kraftschwankung.....	135
5.2.1	Zeitbereich.....	137
5.2.2	Frequenzbereich	138
5.3	Übertragungsverhalten des Reifen-Fahrwerk-Systems	142
5.3.1	Schwingungseigenschaften am Radträger.....	142
5.3.2	Übertragungspfad über die Lenker.....	146
5.3.3	Übertragungspfad über das Federbein	151
5.4	Analyse der Wirkungen verschiedener Einflussfaktoren	155
5.4.1	Einfluss der Reifenbauart.....	155
5.4.2	Einfluss der Schlagleistengeometrie	174
5.4.3	Einfluss des Fülldrucks	186
5.4.4	Einfluss der Radlast.....	192
5.4.5	Fazit.....	198
6	Übertragungsverhalten des Reifen-Fahrwerk-Systems unter Bremsanregungen.....	201
6.1	Bremmung mit rampenförmigem Druckaufbau.....	202
6.1.1	Methodik der Untersuchung.....	202
6.1.2	Dynamisches Verhalten des Reifen-Fahrwerk-Systems	206
6.1.3	Einfluss des Druckaufbaugradienten.....	213
6.2	Bremmung mit sprungförmigem Druckaufbau.....	227
6.2.1	Methodik der Untersuchung.....	227
6.2.2	Dynamisches Verhalten des Reifen-Fahrwerk-Systems	231
6.2.3	Einfluss des stationären Arbeitspunktes.....	237
6.3	Bremmung mit Radlastvariation	240
6.3.1	Methodik der Untersuchung.....	241

6.3.2	Dynamisches Verhalten des Reifen-Fahrwerk- Systems.....	243
6.3.3	Einfluss der dynamischen Radlaständerung.....	248
7	Optimierte Ansteuerung der hydraulischen Bremsanlage	255
7.1	Umsetzung des ABS-Regelkreises am Prüfstand.....	256
7.1.1	Aufbau des ABS-Regelkreises	256
7.1.2	Modul der Schlupfberechnung	259
7.1.3	Modul des Bremsschlupfreglers.....	259
7.1.4	Modul der Ventilansteuerung.....	267
7.1.5	Fazit.....	269
7.2	Bremmung mit ABS-Regelung	270
7.2.1	Methodik der Untersuchung.....	270
7.2.2	ABS-Funktion und Regelgüte	274
7.2.3	Dynamisches Verhalten des Reifen-Fahrwerk- Systems.....	277
7.3	ABS-Regelung mit modifizierter Schlupfberechnungsmethode.....	280
7.3.1	Methodik der Untersuchung.....	281
7.3.2	Einfluss der modifizierten Schlupfberechnung.....	283
7.4	ABS-Regelung mit Zustandsregelung	289
7.4.1	Grundlage der Zustandsregelung	290
7.4.2	Regelkonzept.....	292
7.4.3	Zustandsraumdarstellung	300
7.4.4	Entwurf des Zustandsbeobachters	311
7.4.5	Entwurf des Zustandsreglers	315
7.4.6	Methodik der Untersuchung.....	319
7.4.7	Einfluss des Zustandsreglers	321
7.5	Simulationsgestützte Untersuchung	326
7.5.1	Methodik der Untersuchung.....	328
7.5.2	Einfluss der modifizierten Schlupfberechnung	330
7.5.3	Einfluss der Zustandsreglung	338
8	Zusammenfassung und Ausblick	345
8.1	Zusammenfassung	345
8.2	Ausblick.....	350

A	Anhang	351
A.1	Linearisierung des Berechnungsmodells.....	351
A.2	Modifiziertes ABS-Hydroaggregat	354
A.3	Steifigkeitsmessung	355
A.4	Bremsdruck in der Radbremse	356
A.5	Vollständiges Zustandsraummodell	357
B	Formelzeichen	361
C	Literaturverzeichnis	373

Abbildungsverzeichnis

Abbildung 1.1:	a) Grundsätzlicher Vorgang der Gummireibung, nach [Kumm67] und b) verschiedene Abhängigkeiten, nach [Meye64].....	4
Abbildung 1.2:	a) Vereinfachtes Modell des Reifenschlupfes, nach [Kumm67] und b) Haft- und Gleitzonen in der Bodenaufstandsfläche eines Reifens beim Bremsen bei unterschiedlichem Radschlupf aus FEM, nach [Breu12].....	6
Abbildung 1.3:	Basisfunktionen des Bremssystems: a) Rampe-Funktion, b) Sprung-Funktion und c) ABS-Funktion.....	13
Abbildung 2.1:	Kraftübertragung zwischen Radaufstandspunkten und Aufbau beim Bremsen, nach [Wall05]	16
Abbildung 2.2:	Regelbereiche eines Anti-Blockier-Systems, nach [Gaut09a]	21
Abbildung 2.3:	Dynamik des Rades beim Bremsen, nach [Reul09]	23
Abbildung 2.4:	a) Horizontale Bewegung des Rades, b) Tangentiale Verschiebung des Reifegürtels, c) Vertikalbewegung des Radmittelpunktes und d) Verdrehung des Radträgers, nach [Schw97b].....	25
Abbildung 2.5:	Mechanisches Ersatzmodell eines Viertelfahrzeugs.....	29
Abbildung 2.6:	Linearisierung der μ -Schlupf-Kurve um einen stationären Arbeitspunkt.....	36
Abbildung 2.7:	Stationäre Arbeitspunkte auf der μ -Schlupf-Kurve der theoretischen Analyse.....	36
Abbildung 2.8:	Eigenschwingformen eines unbelasteten Reifens mit fixierter Felge, in Anlehnung an [cosi1].....	37

Abbildung 2.9: Bode-Diagramme der bremsmoment- und fahrbahnunebenheitshöheninduzierten Längbeschleunigungen an der Radnabe.....38

Abbildung 2.10: Bode-Diagramme der bremsmoment- und fahrbahnunebenheitshöheninduzierten Vertikalbeschleunigungen an der Radnabe.....38

Abbildung 2.11: Bode-Diagramme der bremsmoment- und fahrbahnunebenheitshöheninduzierten Drehbeschleunigungen an der Radnabe.....39

Abbildung 2.12: Eigenschwingungsmoden des Viertelfahrzeugs, ähnlich [Schm04]39

Abbildung 2.13: Bode-Diagramme der bremsmoment- (links) und fahrbahninduzierten (rechts) a) Längs-, b) Vertikal- und c) Drehbeschleunigung der Radnabe bei verschiedenen stationären Arbeitspunkten.....41

Abbildung 2.14: ABS-Regelkreis, nach [Reif10]46

Abbildung 2.15: a) Mechanisches Ersatzmodell der Regelstrecke für ein Rad mit anteiliger Fahrzeugmasse; b) Idealisierter Verlauf des Bremskraftbeiwertes μ_B über dem Bremschlupf λ , nach [Leib84].....47

Abbildung 2.16: Blockschaltbild des Bremschlupfreglers mit den wichtigsten Modulen und ihren Ein- und Ausgangsgrößen, nach [Breu12], [Iser06]50

Abbildung 2.17: Anpassungsphase während einer Bremschlupfregelung zur Bestimmung der frei rollenden Radgeschwindigkeit, nach [Breu12], [Iser06]51

Abbildung 2.18: Konzept der Störgrößenaufschaltung mit radlastabhängiger Bremsmomentanpassung, nach [Reul11]56

Abbildung 3.1: Versuchsaufbau und Messtechnik für den Fahrversuch.....62

Abbildung 3.2:	Versuchsstrecke und -durchführung für den Fahrversuch aus Google Maps.....	63
Abbildung 3.3:	Messsignale bei Teil- und Vollbremsung bei 60 km/h	65
Abbildung 3.4:	Wasserfalldiagramme der Beschleunigungen am a) Top-Mount bei Teilbremsung, b) Top-Mount bei Vollbremsung, c) Radlager bei Teilbremsung und d) Radlager bei Vollbremsung.....	66
Abbildung 3.5:	Horizontalbewegungen des Rades gegen den Fahrzeugaufbau unter allen Messbedingungen.....	67
Abbildung 3.6:	IPS und Anwendungsbeispiele; a) schematische Darstellung, b) Grundausstattung, c) Akustische Optimierung des Prüfstandes, d) Untersuchung des Reifen-Fahrwerk-Systems, e) Reifenuntersuchung auf Schnee und f) Akustische Reifenuntersuchung mit Mikrofon.....	69
Abbildung 3.7:	a) IPS-Radführungssystem mit Messnabe; b) McPherson-Radaufhängung am IPS-Radführungssystem, nach [Trou02].....	70
Abbildung 3.8:	Gesamtkonzept der experimentellen Untersuchung, nach [Zhou12a], [Zhou13c].....	70
Abbildung 3.9:	Verwendete Sensorik in der Radaufhängung; a) Beschleunigungsaufnehmer, b) Kraft- und andere Sensoren.....	72
Abbildung 3.10:	W-Achsensystem des TYDEX-Formates [Unra97]	74
Abbildung 3.11:	Dynamik des gebremsten Reifen-Fahrwerk-Systems am Prüfstand	75
Abbildung 3.12:	Freigeschnittene Achskomponenten der McPherson-Achse, nach [Geor09].....	77
Abbildung 3.13:	Systembild einer Bremsanlage mit Antiblockiersystem nach [Reif10]	81

Abbildung 3.14: Schematische Darstellung der modifizierten hydraulischen ABS-Bremsanlage am Prüfstand.....	82
Abbildung 3.15: Hydraulischer Schaltplan eines 4-Kanal ABS-Hydroaggregats (X-Bremskreisaufteilung), nach [Reif10].....	84
Abbildung 3.16: Hydraulischer Schaltplan des a) originalen und b) modifizierten ABS-Hydroaggregates.....	85
Abbildung 3.17: Optimierungsmaßnahme an der hydraulischen Bremsanlage.....	88
Abbildung 3.18: a) Einzelleitung bei Einsatz eines Bremskreises und b) Doppelleitung bei Einsatz beider Bremskreise.....	89
Abbildung 3.19: Testprogramm der Sprung-Funktion.....	91
Abbildung 3.20: Charakteristische Parameter aus dem Testprogramm mit Sprung-Funktion	92
Abbildung 3.21: Testprogramm der Rampe-Funktion.....	94
Abbildung 3.22: Einfluss der a) Abnahmerate der Steuerspannung und b) des Versorgungsdruckes, OG = Obere Grenze und UG = Untere Grenze des Regelbereichs.....	95
Abbildung 3.23: Testprogramm der Einzelimpuls-Funktion	96
Abbildung 3.24: Minimale Pulsweite des a) Einlass- und b) Auslassventils	97
Abbildung 3.25: Zusammenhang zwischen der Druckänderung in der Radbremse und der Pulsweite des a) Einlass- und b) Auslassventils	97
Abbildung 3.26: Simulationsmodell der modifizierten hydraulischen Bremsanlage	99
Abbildung 3.27 Softwarewerkzeuge der Mechatronikdomänen, nach [Geor09]	100
Abbildung 3.28: Gesamtkonzept des MKS-Simulationsmodells.....	101

Abbildung 3.29: MKS-Modelle der a) McPherson-Radaufhängung und b) des Innentrommelprüfstandes.....	102
Abbildung 3.30: Gummilager in der McPherson-Radaufhängung	103
Abbildung 3.31: „General Bushing“-Modell des Gummilagers	104
Abbildung 3.32: Erzeugte Fahrbahnprofile für die Fahrbahnklassen nach ISO 8608 bei 60 km/h für 2 Sekunde	108
Abbildung 3.33: Co-Simulation zwischen MKS-Simulationsmodell und Regelsystemmodell	110
Abbildung 4.1: Reifenaufbau eines PKW-Reifens, nach [Cont05]	112
Abbildung 4.2: Reifenvarianten	113
Abbildung 4.3: Kenngrößen der μ -Schlupf-Kurve, ähnlich [Fach00]	117
Abbildung 4.4: μ -Schlupf-Kurven unterschiedlicher Reifenbaurart.....	117
Abbildung 4.5: μ -Schlupf-Kurven bei verschiedenen Geschwindigkeiten.....	119
Abbildung 4.6: μ -Schlupf-Kurven der Michelin-Reifen bei drei Radlasten.....	122
Abbildung 4.7: μ -Schlupf-Kurven der Michelinreifen a) ZP und b) S9C bei drei Reifenfülldrücken	123
Abbildung 4.8: Umfangskraft über Innentrommelverdrehweg.....	125
Abbildung 4.9: Längssteifigkeiten der Michelin-Reifen bei drei Fülldrücken	126
Abbildung 4.10: Radlast über Reifeneinfederung.....	127
Abbildung 4.11: Vertikalsteifigkeiten der Michelin-Reifen bei drei Fülldrücken	128
Abbildung 5.1: a) Einfederungsmessung, b) Radlast-Einfederweg- Kennlinie.....	131
Abbildung 5.2: Querschnitte der verwendeten Schlagleisten	133
Abbildung 5.3: Zeitverläufe und Amplitudenspektren der Längs- und Vertikalbeschleunigung an der Messstelle RTM für den Reifen HP.....	135

Abbildung 5.4:	Verwendete Kenngrößen im Zeitbereich	138
Abbildung 5.5:	Amplitudenspektren der Längs- und Vertikalbeschleunigungen an der Messstelle RTM bei 2,5 bar, 2845 N, 50 km/h für ZP, HP, PSP3 und A4.....	139
Abbildung 5.6:	Zeitverläufe und Amplitudenspektren der Längsbeschleunigungen am Radträger	144
Abbildung 5.7:	Zeitverläufe und Amplitudenspektren der Vertikalbeschleunigungen am Radträger	144
Abbildung 5.8:	Zeitverläufe der gefilterten Längs- und Vertikalbeschleunigungen.....	146
Abbildung 5.9:	Zeitverläufe und Amplitudenspektren der Längsbeschleunigungen an den Lenkern	148
Abbildung 5.10:	Zeitverläufe und Amplitudenspektren der Vertikalbeschleunigungen an den Lenkern.....	148
Abbildung 5.11:	Zeitverläufe und Amplitudenspektren der Kraftschwankungen in den Lenkern	149
Abbildung 5.12:	Max, Min und Eff der Längskraftschwankungen in den Lenkern	150
Abbildung 5.13:	Zeitverläufe und Amplitudenspektren der Längsbeschleunigungen am Radträger und Federbein.....	152
Abbildung 5.14:	Zeitverläufe und Amplitudenspektren der Vertikalbeschleunigungen am Radträger und Federbein.....	152
Abbildung 5.15:	Zeitverläufe und Amplitudenspektren der Kraftschwankung am Top-Mount.....	154
Abbildung 5.16:	Zeitverläufe und Amplitudenspektren der Vertikalbeschleunigungen an RTM bei 25 und 90 km/h für den Standardreifen HP und den Runflatreifen ZP.....	156

Abbildung 5.17: a) Longitudinale und b) Vertikale Anregungsverläufe im Frequenzbereich, nach [Hils10]	158
Abbildung 5.18: Zeitverläufe und Amplitudenspektren der Vertikalkräfte am Top-Mount bei 25 und 90 km/h für den Standardreifen HP und den Runflatreifen ZP	159
Abbildung 5.19: Zeitverläufe und Amplitudenspektren der Längsbeschleunigungen an RTM bei 25 und 90 km/h für den Standardreifen HP und den Runflatreifen ZP	160
Abbildung 5.20: Zeitverläufe und Amplitudenspektren der Längskräfte am Längslenker bei 25 und 90 km/h für den Standardreifen HP und den Runflatreifen ZP	163
Abbildung 5.21: Zeitverläufe und Amplitudenspektren der Vertikalbeschleunigungen an RTM bei 25 und 90 km/h für den Sommerreifen PSP3 und den Winterreifen A4	164
Abbildung 5.22: Zeitverläufe und Amplitudenspektren der Vertikalkräfte am Top-Mount bei 25 und 90 km/h für den Sommerreifen PSP3 und den Winterreifen A4.....	165
Abbildung 5.23: Zeitverläufe und Amplitudenspektren der Längsbeschleunigungen an RTM bei 25 und 90 km/h für den Sommerreifen PSP3 und den Winterreifen A4	166
Abbildung 5.24: Zeitverläufe und Amplitudenspektren der Längskräfte am Längslenker bei 25 und 90 km/h für den Sommerreifen PSP3 und den Winterreifen A4.....	168

Abbildung 5.25: Max, Min, Eff und Gradient der Längs- und Vertikalbeschleunigungen an RTM bei elf Geschwindigkeiten für ZP, HP, PSP3 und A4.....	169
Abbildung 5.26: TEff der Längs- und Vertikalbeschleunigungen an RTM bei elf Geschwindigkeiten für ZP, HP, PSP3 und A4.....	170
Abbildung 5.27: Max, Min und Eff der Längskräfte am Längslenker und Vertikalkräfte am Top-Mount bei elf Geschwindigkeiten für ZP, HP, PSP3 und A4	172
Abbildung 5.28: Zeitverläufe und Amplitudenspektren der Längs- und Vertikalbeschleunigungen an RTM bei 50 km/h und Schlagleisten Nr.2 und 4 für HP	175
Abbildung 5.29: Zeitverläufe und Amplitudenspektren der Längskräfte an LL und Vertikalkräfte an TM bei 50 km/h und den Schlagleisten Nr.2 und 4 für HP	176
Abbildung 5.30: Zeitverläufe und Amplitudenspektren der Längs- und Vertikalbeschleunigungen an RTM bei 50 km/h und den Schlagleisten Nr.1 und 2 für HP	177
Abbildung 5.31: Zeitverläufe und Amplitudenspektren der Längs- und Vertikalbeschleunigungen an RTM bei 50 km/h und den Schlagleisten Nr.3, 4, 5 und 6 für HP	178
Abbildung 5.32: Kontaktzustand der Schlagleiste Nr. 6 mit dem Reifen.....	179
Abbildung 5.33: Zeitverläufe und Amplitudenspektren der Längskräfte an LL und Vertikalkräfte am TM bei 50 km/h und den Schlagleisten Nr.3, 4, 5 und 6 für HP	181
Abbildung 5.34: Max, Min, Eff und Gradient der Längs- und Vertikalbeschleunigungen an RTM bei 50 km/h und sechs Schlagleisten für ZP, HP, PSP3 und A4.....	182

Abbildung 5.35: TEff der Längs- und Vertikalbeschleunigungen an RTM bei 50 km/h und sechs Schlagleisten für ZP, HP, PSP3 und A4.....	183
Abbildung 5.36: Max, Min, Eff der Längskräfte an LL und Vertikalkräfte an TM bei 50 km/h und sechs Schlagleisten für ZP, HP, PSP3 und A4	185
Abbildung 5.37: Zeitverläufe und Amplitudenspektren der Längs- und Vertikalbeschleunigungen an RTM bei drei Fülldrücken für PSP3	186
Abbildung 5.38: Max, Min, Eff und Gradient der Längs- und Vertikalbeschleunigungen an RTM bei neun Reifenfülldrücken für ZP, HP, PSP3 und A4	188
Abbildung 5.39: TEff der Längs- und Vertikalbeschleunigungen an RTM bei neun Fülldrücken für ZP, HP, PSP3 und A4.....	189
Abbildung 5.40: Zeitverläufe und Amplitudenspektren der Längskräfte am Längslenker und Vertikalkräfte am Top-Mount bei drei Fülldrücken für PSP3	190
Abbildung 5.41: Max, Min und Eff der Längskräfte am Längslenker und Vertikalkräfte am Top-Mount bei neun Reifenfülldrücken für ZP, HP, PSP3 und A4.....	191
Abbildung 5.42: Zeitverläufe und Amplitudenspektren der Längs- und Vertikalbeschleunigungen an RTM bei drei Radlasten für HP	193
Abbildung 5.43: Max, Min, Eff und Gradient der Längs- und Vertikalbeschleunigungen an RTM bei sechs Radlasten für ZP, HP, PSP3 und A4.....	194
Abbildung 5.44: TEff der Längs- und Vertikalbeschleunigungen an RTM bei sechs Radlasten für ZP, HP, PSP3 und A4	195
Abbildung 5.45: Zeitverläufe und Amplitudenspektren der Längskräfte am Längslenker und Vertikalkräfte am Top-Mount bei sechs Radlasten für HP	196

Abbildung 5.46:	Max, Min und Eff der Längskräfte am Längslenker und Vertikalkräfte am Top-Mount bei sechs Radlasten für ZP, HP, PSP3 und A4	197
Abbildung 6.1:	a) Starre Radführung mit Messnabe b) Reifen-Fahrwerk-Bremssystem	203
Abbildung 6.2:	Druckmodulation für die Bremsversuche mit rampenförmigem Druckaufbau	204
Abbildung 6.3:	Längs- und Vertikalbeschleunigung an RTM, Umfangskraft und Radlast an der Radnabe, Bremsschlupf und u-Schlupf-Kurve für den Gradienten = 8 bar/s für HP	207
Abbildung 6.4:	Stationäre μ -Schlupf-Kurve des Reifens und μ -Schlupf-Kurve des quasi-stationär belasteten Reifen-Fahrwerk-Systems bei dem Gradienten = 8 bar/s für ZP, HP, PSP3 und A4	209
Abbildung 6.5:	Längs- und Vertikalbeschleunigung, Längs- und Vertikalgeschwindigkeit, Umfangskraft und Radlast an der Radnabe für den Gradienten = 1000 bar/s für HP	211
Abbildung 6.6:	Längs- und Vertikalbeschleunigung, Längs- und Vertikalgeschwindigkeit, Umfangskraft und Radlast an der Radnabe für den Gradienten = 2000 bar/s für HP	212
Abbildung 6.7:	μ -Schlupf-Kurven bei drei Druckgradienten für ZP, HP, PSP3 und A4	213
Abbildung 6.8:	Bremsschlupfverläufe aus originaler und achsdynamikkompensierter Schlupfberechnung bei den Gradienten = 1000 und 2000 bar/s für HP	219
Abbildung 6.9:	μ -Schlupf-Kurven aus originaler und achsdynamikkompensierter Schlupfberechnung bei den Gradienten = 1000 und 2000 bar/s für HP	220
Abbildung 6.10:	Längsgeschwindigkeit der Radnabe, relative Längs- und Drehgeschwindigkeit des	

	Reifengürtels und relative Längsgeschwindigkeit der Kontaktmasse bei den Gradienten = 1000 und 2000 bar/s für den Simulationsreifen ZF	222
Abbildung 6.11:	Bremsdruckverläufe und μ -Schlupf-Kurven aus achsdynamikkompensierter und achs- und reifendynamikkompensierter Schlupfberechnung bei den Gradienten = 1000 und 2000 bar/s für den Simulationsreifen ZF	223
Abbildung 6.12:	Maximale Kraftschlussbeiwerte bei 2,5 bar und drei Druckgradienten für ZP	225
Abbildung 6.13:	Maximale Kraftschlussbeiwerte bei 2,5 bar und drei Druckgradienten für HP	225
Abbildung 6.14:	Maximale Kraftschlussbeiwerte bei 2,5 bar und drei Druckgradienten für PSP3	226
Abbildung 6.15:	Maximale Kraftschlussbeiwerte bei 2,5 bar und drei Druckgradienten für A4	226
Abbildung 6.16:	Stationäre Arbeitspunkte für die Bremsung mit sprungförmigem Druckaufbau	228
Abbildung 6.17:	Safety-Walk- und Beton-Fahrbahnbeläge	229
Abbildung 6.18:	Druckmodulation für die Bremsung mit sprungförmigem Druckaufbau	230
Abbildung 6.19:	Längs- und Vertikalbeschleunigung, Längs- und Vertikallagerkraft an der Radnabe bei (λ_3 , μ_3) für den Standardreifen BVW	232
Abbildung 6.20:	Längs- und Vertikalbeschleunigung, Längs- und Vertikallagerkraft an der Radnabe bei (λ_3 , μ_3) für den Runflatreifen BEH	233
Abbildung 6.21:	Amplitudenspektren der Längs- und Vertikalbeschleunigungen an RTM im gebremsten und ungebremsten Zustand für den Standardreifen BVW	234

Abbildung 6.22: Amplitudenspektren der Längs- und Vertikalbeschleunigungen an RTM im gebremsten und ungebremsten Zustand für den Runflatreifen BEH.....	234
Abbildung 6.23: Bremsschlupfverlauf und μ -Schlupf-Kurve bei (λ_3 , μ_3) für den Standardreifen BVW	237
Abbildung 6.24: Eff der Längs- und Vertikalbeschleunigungen an RTM, Eff der Längs- und Vertikallagerkräfte bei fünf stationären Arbeitspunkten für den Standardreifen BVW und den Runflatreifen BEH.....	238
Abbildung 6.25: TEff der Längs- und Vertikalbeschleunigungen an RTM bei fünf stationären Arbeitspunkten für den Standardreifen BVW und den Runflatreifen BEH.....	239
Abbildung 6.26: Ungebremste und gebremste Schlagleistenüberfahrten.....	242
Abbildung 6.27: Längs- und Vertikalbeschleunigung an RTM, Längskraft an LL und Vertikalkraft an TM bei (λ_3 , μ_3) für den Standardreifen BVW	244
Abbildung 6.28: Längs- und Vertikalbeschleunigung an RTM, Längskraft an LL und Vertikalkraft an TM bei (λ_3 , μ_3) den Runflatreifen BEH.....	244
Abbildung 6.29: Zeitverläufe und Amplitudenspektren der Längs- und Vertikalbeschleunigungen an RTM für den Standardreifen BVW	246
Abbildung 6.30: Zeitverläufe und Amplitudenspektren der Längskräfte an LL und Vertikalkräfte an TM für den Standardreifen BVW	246
Abbildung 6.31: Zeitverläufe und Amplitudenspektren der Längs- und Vertikalbeschleunigungen an RTM für den Runflatreifen BEH	247
Abbildung 6.32: Zeitverläufe und Amplitudenspektren der Längskräfte an LL und Vertikalkräfte an TM für den Runflatreifen BEH	247

Abbildung 6.33: Umfangskraft-Schlupf-Kurve mit Radlaständerung, nach [Niem06]	249
Abbildung 6.34: Umfangskraft, Radlast, Bremsschlupf und μ -Schlupf-Kurve der an (λ_3, μ_3) gebremsten Schlagleistenüberfahrt für den Standardreifen BVW	252
Abbildung 6.35: Mittelwerte des Bremsdrucks, des Bremsschlupfes, der Umfangskraft und des Kraftschlussbeiwertes der Bremsung ohne und mit Schlagleistenüberfahrt für den Standardreifen BVW und den Runflatreifen BEH	253
Abbildung 7.1: Schematische Darstellung des ABS-Regelkreises am Innentrommelprüfstand.....	256
Abbildung 7.2: Geschlossener Kreis mit einem P-Regler variabler Verstärkung.....	262
Abbildung 7.3: Phasenebene des Sliding-Mode-Regelgesetzes, nach [Wu01b], [Wu03]	265
Abbildung 7.4: Betriebsspannung der Magnetventile nach Schalter-Methode.....	267
Abbildung 7.5: Vergleich der Stellgrößenumwandlung nach der PWM- und Schalter-Methode	268
Abbildung 7.6: Messprogramm der Bremsversuche mit ABS-Regelung	271
Abbildung 7.7: Bremsdruckverläufe und μ -Schlupf-Kurve aus vier Konfigurationen für HP	275
Abbildung 7.8: Standardabweichungen von Bremsdruck, Bremsschlupf und Kraftschlussbeiwert aus vier Konfigurationen für ZP, HP, PSP3, A4 und SC9	276
Abbildung 7.9: Längs- und Vertikalbeschleunigung an RTM, Längs- und Vertikallagerkraft an der Radnabe, Bremsschlupf und μ -Schlupf-Kurve bei ABS-Regelung für ZP	278

Abbildung 7.10: Amplitudenspektren der Längs- und Vertikalbeschleunigungen an RTM beim Freierollen und bei ABS-Regelung für ZP	279
Abbildung 7.11: Zeitverläufe des originalen und modifizierten Bremsschlupfes aus demselben Bremsversuch mit ABS-Regelung.....	284
Abbildung 7.12: Standardabweichungen und Optimierungspotenziale des Bremsdrucks, des Bremsschlupfes und des Kraftschlussbeiwertes bei der ABS-Regelung mit modifizierter Schlupfberechnungsmethode für ZP, HP, PSP3, A4 und S9C.....	286
Abbildung 7.13: Mittlere Kraftschlussbeiwerte aus der originalen und modifizierten Schlupfberechnungsmethode, Optimierungspotenzial des mittleren Kraftschlussbeiwertes aus der modifizierten Schlupfberechnungsmethode bei der ABS-Regelung für alle Messreifen	287
Abbildung 7.14: Optimierungspotenziale des mittleren Kraftschlussbeiwertes und Effektivwerte der Längsgeschwindigkeit an RTM bei der ABS-Regelung für alle Messreifen	288
Abbildung 7.15: Zustandsrückführung, nach [Lunz13b].....	291
Abbildung 7.16: Gesamregelkonzept für ein Viertelfahrzeug	293
Abbildung 7.17: Blockschaltbild der Wirkungskette der Störgrößenaufschaltung der aufbauinduzierten Radlaständerung.....	295
Abbildung 7.18: Blockschaltbild der Wirkungskette des Gesamregelkonzeptes der Zustandsregelung.....	296
Abbildung 7.19 Vereinfachtes mechanisches Ersatzmodell des Viertelfahrzeugs	305
Abbildung 7.20: LQG-Regelung mit Kalmanfilter und Zustandsregler.....	318

Abbildung 7.21: Blockschaltbild der Implementierung der Zustandsregelung am Prüfstand.....	319
Abbildung 7.22: Zeitverläufe und Amplitudenspektren der Längs- und Vertikalbeschleunigungen an RTM bei ABS-Regelung ohne und mit Zustandsregler für HP	321
Abbildung 7.23: Effektivwerte und Optimierungspotenziale der Längs- und Vertikalbeschleunigungen an RTM bei der ABS-Regelung mit Zustandsregler.....	323
Abbildung 7.24: Standardabweichungen und Optimierungspotenziale bei der ABS-Regelung mit Zustandsregler	324
Abbildung 7.25: Mittlere Kraftschlussbeiwerte und Optimierungspotenziale bei der ABS-Regelung mit Zustandsregler	325
Abbildung 7.26: Zeitverläufe der Längs- und Vertikalbeschleunigungen in RM für die Fahrbahnklassen A-B und D-E, Effektivwerte der Längs- und Vertikalbeschleunigungen für vier Fahrbahnklassen.....	331
Abbildung 7.27: Bremsschlupfverläufe aus drei Schlupfberechnungsmethoden für die Fahrbahnklassen A-B und D-E.....	332
Abbildung 7.28: Zeitverläufe der Längsgeschwindigkeiten in der Radmitte, der relativen Längsgeschwindigkeiten des Reifengürtels, der relativen Längsgeschwindigkeiten der Kontaktmasse und der relativen Drehgeschwindigkeiten des Reifengürtels für die Fahrbahnklassen A-B und D-E.....	333
Abbildung 7.29: Standardabweichungen und Optimierungspotenziale bei der ABS-Regelung mit modifizierten Schlupfberechnungsmethoden für vier Fahrbahnklassen.....	335

Abbildung 7.30: Mittlere Kraftschlussbeiwertes und Optimierungspotenziale bei der ABS-Regelung mit modifizierten Schlupfberechnungsmethoden für vier Fahrbahnklassen.....	336
Abbildung 7.31: Zeitverläufe und Amplitudenspektren der Längsbeschleunigungen in RM bei der ABS-Regelung ohne und mit Zustandsregler für die Fahrbahnklassen A-B und D-E	339
Abbildung 7.32: Effektivwerte und Optimierungspotenziale der Längsbeschleunigung in RM bei der ABS-Regelung mit Zustandsregler für vier Fahrbahnklassen.....	340
Abbildung 7.33: Standardabweichungen und Optimierungspotenziale bei der ABS-Regelung mit Zustandsregelung für vier Fahrbahnklassen	342
Abbildung 7.34: Mittlere Kraftschlussbeiwerte und Optimierungspotenziale des mittleren Kraftschlussbeiwertes bei der ABS-Regelung mit Zustandsregler für vier Fahrbahnklassen	343
Abbildung A.1: Stufenweiser Druckaufbau	354
Abbildung A.2: Schwankender Druckaufbau	354
Abbildung A.3: Versuchsaufbau für die Messung der Längssteifigkeit.....	355
Abbildung A.4: Versuchsaufbau für die Messung der Vertikalsteifigkeit	356
Abbildung A.5: Standardabweichungen des Bremsdrucks über Mittelwerte während der Druckhaltphase.....	356

Tabellenverzeichnis

Tabelle 3.1:	Bremsmanöver für den Fahrversuch.....	64
Tabelle 3.2:	Kennzeichnung aller Messstellen	73
Tabelle 3.3:	Schaltzustände der Magnetventile bei den jeweiligen Druckmodulationsphasen	86
Tabelle 3.4:	Maßstab der Fahrbahnklassen nach ISO 8608.....	106
Tabelle 3.5:	k-Werte für die ISO-Fahrbahnklassen	108
Tabelle 4.1:	Grundlegende Charakteristiken aller Reifenvarianten	114
Tabelle 4.2:	Messung der μ -Schlupf-Kurven für alle Messreifen.....	116
Tabelle 5.1:	Versuchsplan für die experimentelle Untersuchung der Schlagleistenüberfahrt	132
Tabelle 5.2:	Standardbetriebsbedingung der experimentellen Untersuchung	133
Tabelle 5.3:	Kenngrößen im Zeit- und Frequenzbereich, ähnlich [Hils10]	136
Tabelle 5.4:	Definition, Beschreibung und Frequenzbereiche der Schwingungsmoden.....	141
Tabelle 6.1:	Faktoren und Faktorstufen für die Bremsung mit rampenförmigem Druckaufbau.....	205
Tabelle 6.2:	Bremsschlupfe, Zeitverzögerungen und Abrollstrecke bei F_0 bei drei Druckgradienten	215
Tabelle 6.3:	Bremsschlupfwerte aus zwei Schlupfberechnungsmethoden bei $F_x = 2000 \text{ N}$	220
Tabelle 6.4:	Bremsschlupfwerte aus drei Schlupfberechnungsmethoden bei $F_x = 2000 \text{ N}$	224
Tabelle 6.5:	Faktoren und Faktorstufen für die Bremsung mit sprungförmigem Druckaufbau	231

Tabelle 6.6:	Definition, Beschreibung und Frequenzbereiche der Schwingungsmoden des Reifen-Fahrwerk-Systems für den Messreifen BEH und BVW.....	235
Tabelle 6.7:	Faktoren und Faktorstufen für die Bremsung mit Radlastvariation	243
Tabelle 7.1:	Ziegler-Nichols-Methode für verschiedene Reglertypen, nach [Micr1]	263
Tabelle 7.2:	Faktoren und Faktorstufen für die Bremsung mit ABS-Regelung	273
Tabelle 7.3:	Faktoren und Faktorstufen für die ABS-Regelung mit modifizierter Schlupfberechnungsmethode	283
Tabelle 7.4:	Parameter des vereinfachten Zustandsraummodells	310
Tabelle 7.5:	Faktoren und Faktorstufen für die ABS-Regelung mit zusätzlichem Zustandsregler.....	320
Tabelle 7.6:	Faktoren und Faktorstufen für die simulationsgestützte Untersuchung der ABS-Regelung mit zwei Optimierungsmaßnahmen.....	330

Abkürzungsverzeichnis

ABS	Antiblockiersystem
AVL	Auslassventil links
AVR	Auslassventil rechts
ESP	Elektronisches Stabilitätsprogramm
EVL	Einlassventil links
EVR	Einlassventil rechts
FAST	Fahrzeugsystemtechnik
FEM	Finite Elemente Methode
FFT	engl. Fast Fourier Transformation
FRF	engl. Frequency Response Function
GPS	engl. Global Positioning System
HL	Hinterachse links
HR	Hinderachse rechts
IPS	Reifen-Innentrommel-Prüfstand
LI	engl. Load Index
LL	Längslenker
LLH	Längslenker hinten
LLV	Längslenker vorne

LQG	engl. Linear-Quadratic-Gaussian
LQR	engl. Linear Quadratic Regulator
MKS	Mehrkörpersimulation
NVH	engl. Noise, Vibration, Harshness
OG	Obere Grenze
PID	engl. Proportional, Integral und Differential
PKW	Personenkraftwagen
PSD	engl. Power Spectral Density
PWM	engl. Pulse Width Modulation
QL	Querlenker
QLA	Querlenker außen
QLI	Querlenker innen
RL	Radlager
RM	Radmitte
RTM	Radträger mittel
RTO	Radträger oben
RTV	Radträger vorne
SS	Spurstange
SDO	Stoßdämpfer oben
STFT	engl. Short-time Fourier Transformation

SUM	Summe
TM	Top-Mount
UG	Untere Grenze
VL	Vorderachse links
VR	Vorderachse rechts

Danksagung

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit als akademische Mitarbeiterin am Institut für Fahrzeugsystemtechnik (FAST), Lehrstuhl für Fahrzeugtechnik, des Karlsruher Instituts für Technologie (KIT). Meinem Doktorvater, Herrn Prof. Dr. rer. nat. Frank Gauterin, Leiter des Instituts für Fahrzeugsystemtechnik, möchte ich für die Übernahme der Betreuung, für das Interesse und die Ideen, welche dieser Arbeit zugrunde liegen, sowie für sein Vertrauen in meine Projekt- und Forschungstätigkeiten meinen besonderen Dank aussprechen. Die konstruktiven Diskussionen und wertvollen Anregungen haben maßgeblich zum Gelingen dieser Arbeit beigetragen.

Für die Übernahme des Korreferates und somit für sein Interesse an dieser wissenschaftlichen Arbeit gebührt mein ganz besonderer Dank Herrn Prof. Dr.-Ing. Volker Dorsch, Leiter des Instituts für Konstruktion und angewandten Maschinenbau (IKAM), der Ostfalia Hochschule für angewandte Wissenschaften.

Ganz besonders danken möchte ich auch meinem Teamleiter Herrn Dr.-Ing. Hans-Joachim Unrau für die tiefgehenden Diskussionen, stets wissenschaftlich kompetente und persönlich überaus angenehme Begleitung dieser Arbeit sowie das sorgfältige Korrekturlesen der Arbeit. Ferner möchte ich Herrn Dr.-Ing. Michael Frey für seine stetige Teilnahme an allen Forschungsbesprechungen sowie alle Unterstützungen und Ideen für die Arbeit bedanken.

Ich habe in meiner Promotionszeit in unserem Institut viel gelernt und mich dementsprechend fachlich und persönlich sehr weiterentwickelt. Neue Denkweisen sind bei mir ebenfalls angestoßen worden. Hierfür, und für die stets gewährte Unterstützung und vielfältige Hilfsbereitschaft in allen Belangen, möchte ich allen Kollegen in unserem Institut danken: Den Kollegen der Werkstatt, Markus Diehm, Kerstin Krämer und Günter Wildemann für die fachkundige Unterstützung beim Versuchsaufbau sowie bei der Versuchsdurchführung im Labor und bei schnellen unvorhergesehenen Reparaturen, die den umfassenden Versuchsbetrieb aufrechterhielten. Den Kollegen des Sekretariats

danke ich für die stets unkomplizierte administrative Unterstützung. Bei allen wissenschaftlichen Mitarbeitern in unserem Institut und ehemaligen Kollegen möchte ich mich für die zahlreichen anregenden Diskussionen und Austausch bedanken. Besonderer Dank gilt meinen langjährigen Bürokollegen Dr.-Ing. Stefanie Grollius, Dr.-Ing. Oliver Krauss und Dr.-Ing. Frank Stalter für die Bereitschaft zu spontanen Diskussionen, die angenehme Büroatmosphäre und viele wertvolle Erinnerungen von glücklichen Momenten.

Mein Dank gilt ebenfalls allen studentischen Hilfskräften, Studienarbeitern und Diplomanden, die durch ihre Unterstützung und ihren Einsatz bei der Umsetzung dieser Arbeit einen wesentlichen Beitrag geliefert haben. Hier seien besonders Dipl.-Ing. Yao Zhang, Dipl.-Ing. Jens Paul, und B.Sc. Sebastian Tippl genannt.

Ferner möchte ich mich bei meinen Eltern Changsheng Zhou und Fengying Wang herzlich bedanken, die den Grundstein für meine Ausbildung und meinen Berufsweg und damit auch für diese Arbeit gelegt haben und mir immer den stärksten Rückhalt gaben. Meinen guten Freunden bin ich für die wertvolle gemeinsame Zeit in Karlsruhe und unendliche Freude mit ihnen sehr dankbar.

Abschließlich danke ich meinem Mann Fang Dong für seine unermüdliche Unterstützung und die unendliche Motivation, die er mir während der Anfertigung dieser Arbeit gegeben hat, zutiefst. Besonders in schwierigen Situationen gab er mir immer Zuversicht und Mut. Ohne die Unterstützung meiner Familie sowie den Zuspruch, die Geduld und das entgegengebrachte Vertrauen, die sie mir stets gegeben haben, wäre diese Arbeit nicht möglich gewesen.

Bad Soden am Taunus, im Januar 2021

Yaoqun Zhou

1 Einleitung

1.1 Motivation

Fahrzeugsicherheit und -komfort zählen stets zu den wesentlichsten Entwicklungszielen in der Fahrzeugindustrie. Das Bremsverhalten moderner Fahrzeuge wird durch die Interaktion zwischen dem ABS-Regelsystem (ABS: Antiblockiersystem) und der Kraftübertragung im Reifen-Fahrbahn-Kontakt bestimmt. Die derzeitige ABS-Strategie erkennt beim Bremsen frühzeitig die Blockierneigung eines oder mehrerer Räder mithilfe der Raddrehzahlsignale und versucht während des Bremsvorgangs stets den optimalen Schlupf und damit die beste Bremswirkung durch genaue Modulation des Bremsdrucks, d. h. Druckaufbau, Druckhalten und Druckabbau, zu erreichen. Diese Druckmodulation äußert sich in einer stufenweisen Änderung des Bremsmomentes am Rad und verursacht deshalb Schwankungen des Bremsschlupfes und des Kraftschlussbeiwertes μ um das Maximum der Kraftschlusskurve (μ -Schlupf-Kurve), was gemäß Formel (1.1) auch Schwankungen der Bremskraft zwischen Reifen und Fahrbahn bedeutet.

$$F_B = \mu \cdot F_z \quad (1.1)$$

Die Kraftschwankung im Reifenlatsch stellt einerseits eine Anregungsquelle der Reifenschwingungen dar und führt andererseits dazu, dass sich das Rad schwankend nach vorne und hinten gegenüber dem Fahrzeugaufbau bewegt. Diese Bewegung entsteht aufgrund der elastischen Lagerung der Fahrwerkkomponenten und entspricht der Achsschwingung in Fahrzeuginnenrichtung. Die dabei angeregten Reifen- und Radaufhängungsschwingungen können wiederum zur Schlupf- und Radlastschwankung beitragen und die Bremskraft im Reifenlatsch beeinflussen. Aus diesem Grund besteht eine Wechselwirkung zwischen der Dynamik des Reifen-Fahrwerk-Systems und der Kraftübertragung im Reifenlatsch unter Bremsanregung.

Die Bremsverzögerung des Fahrzeuges führt zu Nickschwingungen des Fahrzeuges aufgrund der Radlastverlagerung von der Hinterachse auf die Vorderachse in Verbindung mit Reifen- und Aufbaufederung und -dämpfung und erzwingt Radlastschwankungen mit entsprechenden Schwankungen der übertragbaren Bremskraft [Breu12]. Neben der Bremsanregung werden die Fahrzeuge auf realer Fahrbahn stets Fahrbahnanregungen wegen Unebenheiten und Hindernissen ausgesetzt, die über die Reifen-Fahrbahn-Interaktion und das Reifen-Fahrwerk-System in die Karosserie eingeleitet werden. Die Fahrbahnunebenheiten stellen im Frequenzbereich bis etwa 30 Hz, in dem auch die longitudinale und vertikale Achseigenschwingung der meisten Fahrzeuge liegt, die intensivste Erregerquelle für das Schwingungssystem Kraftfahrzeug dar. Die Fahrbahn regt einerseits durch Unebenheiten die Vertikalbewegungen an und wird andererseits als durch die daraus erfolgten Radlastschwankungen beansprucht [Wall05]. Die Radlastschwankung spiegelt sich zum einen direkt in der Schwankung der Bremskraft gemäß Formel (1.1) wider und kann zum anderen eine Variation der Bremskraft verursachen, indem sie die Kraftschlussgrenze aufgrund der bekannten Abhängigkeit der μ -Schlupf-Kurve von der Radlast beeinflusst. Dies ist einer der Gründe für eine Kopplung der Längs- und Vertikaldynamik im Reifen-Fahrwerk-System.

In derzeitigen ABS-Bremssystemen wird ein optimaler Schlupfwert als Zielgröße für die Schlupfregelung vorgegeben. Dieser optimale Schlupfwert wird durch die μ -Schlupf-Kurven unter den jeweiligen Bedingungen zwischen Reifen und Fahrbahn bestimmt. Die μ -Schlupf-Kurven werden üblicherweise am Prüfstand unter stationären oder quasi-stationären Bedingungen ermittelt, wobei die fahrbahn- und bremsinduzierten Anregungen sowie die daraus folgende Reifen- und Fahrwerkdynamik nicht berücksichtigt werden. Aus diesem Grund ist es möglich, dass sich die tatsächlichen μ -Schlupf-Kurven, die auf realer Straße während transientser Bremsvorgänge ermittelt werden, von den stationären und quasi-stationären μ -Schlupf-Kurven unterscheiden.

Zusammenfassend werden die Umfangskräfte oder Bremskräfte, die ein Reifen im Verlauf einer ABS-Bremmung zur Verzögerung eines Fahrzeuges aufbringen kann, von der Anregung durch den Bremsdruckaufbau und -abbau im

Bremssystem, der Radlastverlagerung und der fahrbahninduzierten Radlastschwankung beeinflusst. Aus Sicht der Fahrsicherheit wird bei aktuellen Bremsregelsystemen eine möglichst hohe Ausnutzung des maximal verfügbaren Kraftschlusspotenzials durch eine möglichst präzise Bremsmomentregelung angestrebt. Es bleibt jedoch nach wie vor der Wunsch bestehen, die Regelung solcher Systeme weiter zu optimieren. Durch besseres Verständnis der brems- und fahrbahnerregten Schwingungen und Kraftschwankungen im Reifen-Fahrwerk-System sowie deren Interaktion mit der Kraftübertragung im Reifen-Fahrbahn-Kontakt und dem ABS-Regelsystem können die Bremsregelsysteme weiter verbessert werden, was zu einer Optimierung des Bremsvorgangs beiträgt.

1.2 Stand der Technik und Forschung

Die Interaktion zwischen Reifen und Fahrbahn erzeugt die übertragenden Kräfte, die während des Reibungsprozesses aus der Bewegung des Reifenprofilelements im Reifenlatsch entstehen, und regt die Schwingungen des Reifens und des Fahrwerks an. Die heutigen Bremsregelsysteme, wie z. B. ABS und ESP, versuchen die Reibkräfte so zu regeln, dass das höchste Kraftschlusspotenzial zwischen Reifen und Fahrbahn ausgenutzt werden kann. Jedoch werden die Regelungen durch die angeregten Schwingungen des Reifens und des Fahrwerks beeinflusst. Die Untersuchung der Interaktion zwischen den Bremsregelsystemen und der Kraftübertragung im Reifen-Fahrbahn-Kontakt stellt sich deshalb als ein sehr komplexer Prozess dar, der mit mehreren Subsystemen verbunden ist. Ein Überblick über den Stand des Wissens der relevanten Subsysteme, die hier als Reifen-Fahrbahn, Reifen-Fahrwerk und Bremsregelsysteme bezeichnet werden, wird in diesem Abschnitt gegeben.

1.2.1 Reifen-Fahrbahn

Kummer und Meyer entwickelten in [Meye64] und [Kumm67] die vereinheitlichte Theorie der Gummireibung, die verschiedene Schlussfolgerungen er-

laubt, die auf das Reibungsverhalten des Reifens anwendbar sind. Gemäß dieser Theorie setzt sich die Gummireibung auf trockener rauer Fahrbahnoberfläche im Wesentlichen aus der Adhäsions- und Hysteresereibung zusammen, wie in Abbildung 1.1 a) dargestellt. Abbildung 1.1 b) stellt nach [Meye64] die Reibungsgesetze für Gummi (ausgezogene Linien) den klassischen Gesetzen (gestrichelte Linien) gegenüber. Der Maximalbeiwert f_{max} fällt bei trockener Reibung mit steigendem Normaldruck. Der Reibungsbeiwert von Gummi hängt auch stark von der Gleitgeschwindigkeit ab. Er steigt zunächst mit der Geschwindigkeit an, erreicht ein Maximum bei 0,1 bis 0,5 km/h und fällt dann wieder ab. Außerdem hat die Temperatur einen Einfluss auf den Reibungsbeiwert des Gummis.

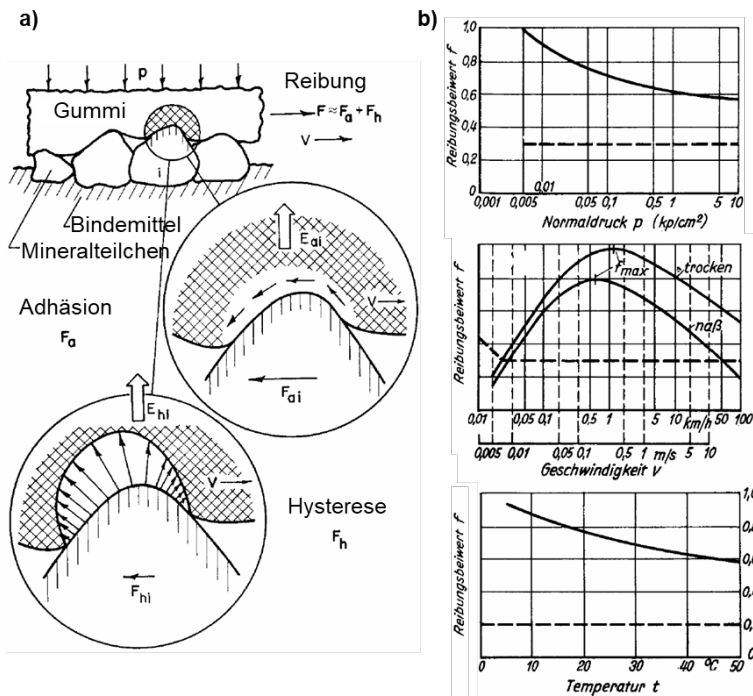


Abbildung 1.1: a) Grundsätzlicher Vorgang der Gummireibung, nach [Kumm67] und b) verschiedene Abhängigkeiten, nach [Meye64]

Ein Kraftschluss beim Rollvorgang ist grundsätzlich nur mit einer Relativbewegung mit Schlupf zwischen Rad und Fahrbahn möglich. Für die optimale Kraftübertragung zwischen Reifen und Fahrbahn ist entsprechend der Physik der Gummireibung ein bestimmter Gleitschlupf eine notwendige Bedingung [Breu12]. Beim Antreiben ist dieser Schlupf üblicherweise positiv, beim Bremsen negativ definiert. Da im Rahmen dieser Arbeit lediglich der Bremsvorgang von Bedeutung ist, wird hier der Bremsschlupf mit positivem Vorzeichen angenommen. Der Bremsschlupf λ berechnet sich in diesem Fall als die Differenz aus der Winkelgeschwindigkeit ω_0 des freirollenden, ungebremsten Rades und der Winkelgeschwindigkeit ω_R des langsamer laufenden, gebremsten Rades, dividiert durch ω_0 [Leib84]. Die Winkelgeschwindigkeit ω_0 des freirollenden Rades ist proportional zur Fahrgeschwindigkeit v_F und über den dynamischen Rollhalbmesser r_{dyn} des Rades mit ihr gekoppelt. Gleichartig lässt sich eine mittlere Radumfangsgeschwindigkeit v_R des gebremsten Rades mit Hilfe des dynamischen Rollhalbmessers r_{dyn} definieren. Mit diesen Größen wird der Bremsschlupf in der Literatur gewöhnlich im Bereich von 0% bis 100% folgendermaßen angegeben.

$$\lambda = \frac{\omega_0 - \omega_R}{\omega_0} = \frac{\omega_0 \cdot r_{dyn} - \omega_R \cdot r_{dyn}}{\omega_0 \cdot r_{dyn}} = \frac{v_F - v_R}{v_F} \cdot 100\% \quad (1.2)$$

Nach dem vereinfachten Modell des Reifenschlupfes von [Kumm67] setzt sich der gemessene Schlupf aus zwei Komponenten, dem Deformationsschlupf und dem Gleitschlupf, zusammen, wie in Abbildung 1.2 a) dargestellt. Die Rotation der Felge eines unter Bremsschlupf arbeitenden Reifens wird sowohl durch die tatsächliche Gleitgeschwindigkeit V_a des Laufflächenelementes als auch durch die Verformungsgeschwindigkeit V_d , die durch die translatorische Verformung des Laufflächenelementes entsteht, verzögert [Kumm67]. Der Deformationsschlupf dominiert im linearen Anfangsbereich der μ -Schlupf-Kurve und nimmt mit zunehmendem Schlupf ab. Mit Erhöhen des Bremsschlupfes bilden sich zunehmende Gleitbereiche mit zunehmendem Schub, vom Auslauf ausgehend in Richtung Einlauf, in der Aufstandsfläche aus, wie in Abbildung 1.2 b) gezeigt, die dem zunehmenden Gleitschlupfanteil entspricht. Bei 100% Bremsschlupf liegt reines Gleiten vor. [Breu12].

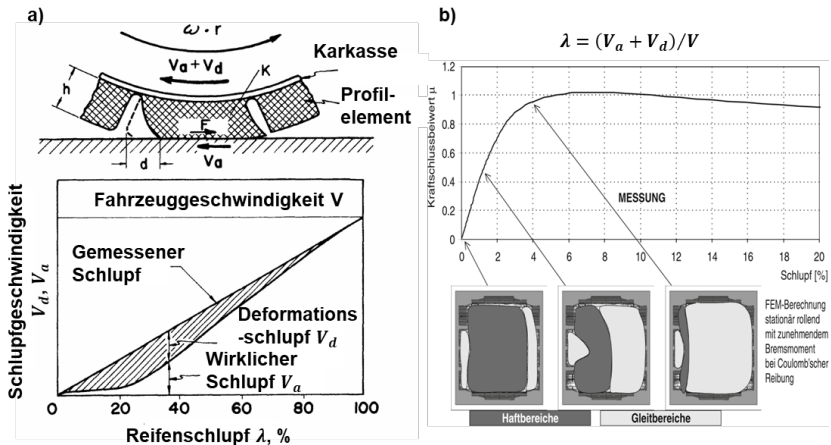


Abbildung 1.2: a) Vereinfachtes Modell des Reifenschlupfes, nach [Kumm67] und b) Haft- und Gleitzonen in der Bodenaufstandsfläche eines Reifens beim Bremsen bei unterschiedlichem Radschlupf aus FEM, nach [Breu12]

Zum Thema der Kraftübertragung zwischen Reifen und Fahrbahn wurden die Charakteristiken der μ -Schlupf-Kurve und deren Einflussgrößen in zahlreichen Arbeiten untersucht [Eich91], [Roth93], [Eich94], [Gnad95], [Bach96], [Bach98], [Fisc99] und [Webe07], indem die μ -Schlupf-Kurven meistens am Prüfstand stationär oder quasi-stationär unter verschiedenen Betriebsbedingungen ermittelt wurden.

Zur mathematischen Abbildung der stationären und quasi-stationären μ -Schlupf-Kurve bis zu 10 Hz entwickelten Bakker und Pacejka in [Bakk89], [Pace93] das empirische Modell ‚Magic Formula‘, in dem die Charakteristiken der μ -Schlupf-Kurve mit einigen Parametern dargestellt werden können. Van Zanten [VanZ89], [VanZ90], Denti [Dent00] und Canus-de-Wit [Canu03] modellierten und simulierten die transient übertragende Kraft und die dynamischen Effekte im Reifen-Fahrbahn-Kontakt auf Basis des Bürstenmodells der Gummiprofilelemente. Besonders für ABS-Bremungen untersuchte Xie in [Xie02] mit Hilfe spezifischer Reifensensorik die Erzeugung dynamischer Kräfte, die Bewegungen der Profilelemente und die Erzeugung des Reifen-

Fahrbahn-Geräusches im Reifen-Fahrbahn-Kontakt während des Bremsvorgangs.

1.2.2 Reifen-Fahrwerk

Da das Gesamtfahrzeug ein schwingungsfähiges System darstellt, können die Anregungen von Fahrbahn, Bremsen und Radungleichförmigkeiten über die Reifenschwingungen in Verbindung mit Federn und Dämpfern, Fahrwerkelastokinematik, Antriebsmaschinen und Antriebsstrang zum einen den akustischen und mechanischen Fahrkomfort, zum anderen aber auch die Fahrdynamik und damit die Fahreigenschaften sowie die Fahrsicherheit von Kraftfahrzeugen beeinflussen. Deshalb werden die NVH (engl. Noise, Vibration, Harshness) -Eigenschaften des Reifens und des Reifen-Fahrwerk-Systems in der Literatur vielfach zur Analyse verschiedener Schwingungsphänomene experimentell und rechnerisch untersucht [Fülb01], [Hils10].

Beim Bremsvorgang tritt eine vertikale Schwingung zwischen dem Fahrzeugaufbau und der Radaufhängung im Bereich der Aufbaueigenfrequenz auf, welche durch die vertikale Steifigkeit der Aufbaufederung und durch die Aufbau- masse bestimmt wird und bei heutigen Serienfahrzeugen je nach Fahrwerk- auslegung im Bereich von 1 bis 1,5 Hz liegt [Mits04]. Der höhere Frequenzbereich bis 20 Hz wird überwiegend von den reifengefederten Massen und der Achssteifigkeiten geprägt [Rope05]. Vom Fahrwerk übertragene Schwingungen im Frequenzbereich 20 – 80 Hz werden häufig als Achsrauigkeit bezeichnet [Haze94], [Hils10]. Eine umfassende Untersuchung zur Achsrauigkeit wird in [Haze94] vorgestellt. Im Frequenzbereich von 30 bis 300 Hz sind mehrere Reifeneigenschwingungen zum Thema Abrollkomfort zu finden. Hinsichtlich der Schwingformen existiert eine Vielzahl von Untersuchungen, je nach Radbedingung, wie z. B. belastet oder unbelastet, stehend oder rollend [Gong93], [Zege98], [Dori04], [Grol13]. Das dynamische Reifenverhalten des Reifens oder des Reifen-Fahrwerk-Systems bei Überfahrt von Einzelhindernissen wird in [Zege98], [Fülb01], [Trou02], [Trou04], [Rope05] untersucht, und das dynamische Reifenverhalten bei Bremsmomentänderungen wird in [Zege98] beschrieben. Zegelaar identifiziert in [Zege98], dass die in-plane Schwingungen des Reifens generell durch Bremsmomentschwankungen,

Fahrbahnunebenheiten, horizontale und vertikale Fahrwerkschwingungen sowie Reifeneigenschaften angeregt werden können. Durch experimentelle Untersuchung der FRF (engl. Frequency Response Function) des Reifens zu Bremsmomentschwankungen werden zwei angeregte Schwingungsmoden, die gleich- und gegenphasige Torsionsmode, erkannt und bis zu 80 Hz validiert. Jansen beachtet in [Jans10], dass die hochfrequenten Schwingungen des Reifengürtels wegen deren Einflüsse auf die Raddrehzahl die Performance des ABS-Systems stören können. [Zhou12a] zeigt, wie sich das Reifen-Fahrwerk-System unter Fahrbahnanregung, Bremsanregung und gleichzeitiger Anregung beider verhält.

Experimentelle Untersuchungen zur Erfassung der Übertragungseigenschaften von Radaufhängungen bei der Überfahrt von Hindernissen im komfortrelevanten Frequenzbereich am Prüfstand werden in [Trou02] und [Gior07] durchgeführt. In [Trou02] wird auch eine Modellierungsmethode der Fahrwerkkomponenten sowie ein MKS-Koppelmodell der Radaufhängung vorgestellt. Yu [Yu01] und Kerchmann [Kerc08] simulierten die Dynamik des Systems Reifen-Radaufhängung-Chassis beim Überrollen von Hindernissen zur Analyse der Achsrauigkeit mit Hilfe eines Reifen-Rad-FEM-Modells, welches mit einer Radnabe und einer Radaufhängung gekoppelt ist. In deren Analyse werden die Verbindungen zwischen den Lenkern und der Karosserie als starr angenommen und die Fahrwerkelasticität vernachlässigt. Ropers ermittelte in [Rope05] die Wechselwirkungen zwischen Reifen und Fahrwerk bei einer Hindernisüberfahrt durch die Simulation mit einem mechanischen Ersatzmodell, in dem die Reifeneigenschaften in einem linearen modalen Modell abgebildet werden [Gaut05] und die Nachgiebigkeit des Fahrwerks berücksichtigt wird.

1.2.3 Bremsregelsystem

Seit der Auslieferung des Antiblockiersystems (ABS) für Personenkraftwagen durch die Robert Bosch GmbH an verschiedene Automobilhersteller im Oktober 1978 gilt das ABS-System bei heutigen Pkw als Bestandteil der Serienausstattung [Leib84]. Die Regelgüte solcher Bremsregelsysteme kann durch viele Störgrößen beeinflusst werden. Eine gute Abstimmung von Fahrwerk, Bremse und Reifen aufeinander ist wichtig für kurze Bremswege [Breu12]. Aus Sicht

der Fahrsicherheit resultieren bezüglich einer möglichst hohen Ausnutzung des maximal verfügbaren Kraftschlusspotenzials zwei wichtige Entwicklungsziele: möglichst präzise Bremsmomentreglung und Kontrolle von dynamischen Radlaständerungen [Reul11]. In [Aust00] werden Weiterentwicklungen von ABS-Bremssystemen beschrieben. Dazu gehören die Verbesserung der Sensorik, der Einsatz von drahtlosen Beschleunigungsaufnehmern, die Entwicklungen in der Regel-Software, die die Dynamik des Reifens und der Radaufhängung berücksichtigen, und der Einsatz von adaptiven Regelalgorithmen und Fuzzy-Logik.

Infolge variierender Bremsmomente entstehen zum einen, wegen seiner elastokinematischen Anbindung an den Fahrzeugaufbau, Verlagerungen und Verdrehungen des Radträgers relativ zum Fahrzeugaufbau mit unmittelbaren Auswirkungen auf den Raddrehzahlverlauf und damit auf die ABS-Regelung [Tiem94], [Schw97a], [Schw97b], [Reic03]. Und zum anderen werden die Reifenschwingungen, insbesondere die Torsionsschwingung des Reifengürtels, während der ABS-Regelung angeregt [Schw97a], [Schw97b], [Zege98], [Pauw03]. Tiemann stellte in [Tiem94] fest, dass die tatsächliche Raddrehzahl, die für die elektronischen Bremsregelsysteme eine sehr wichtige Eingangsgröße ist, insbesondere in gebremsten Fahrsituationen von der Elastizität der Radaufhängungskomponenten sowie dem dynamischen Verhalten des Luftreifens abhängt. Schwarz [Schw97a], [Schw97b] fasste die Einflussgrößen von Radaufhängungs- und Reifendynamik auf die Schlupfberechnung zusammen und stellte ein modellbasiertes Verfahren vor, mit dem die Güte des Raddrehzahlsignals und des Schlupfsignals durch Berücksichtigung der Horizontalbewegung des Rades, der tangentialen Verschiebung des Reifengürtels, der Vertikalbewegung des Rades, der Verdrehung des Radträgers und der Änderung des dynamischen Rollhalbmessers verbessert werden kann. Adcox zeigte in [Adco12], dass die Torsionsdynamik eines Reifens die Systemantworten der Radmassenträgheit und die Systemantworten der Reifengürtelmassenträgheit koppelt und die sich daraus ergebenden Verformungen zwischen dem Rad und dem Gürtel signifikante Fehler in der Schlupfberechnung aus der gemessenen Raddrehzahl verursachen kann. Bei aggressiven Bremsmanövern können die durch die Torsionsdynamik induzierten Fehler den ABS-Regelalgorithmus

stark beeinflussen, so dass es dann zu Abweichungen bezüglich des optimalen Bremsvorgangs kommen kann.

Neben der Längs- und Vertikaldynamik führen die brems- und fahrbahninduzierten Radlastschwankungen auch zu Schlupfchwankungen, die die Ausnutzung des Kraftschlusspotenzials verringern können [Reic03], [Reul09], [Reul11]. Tiemann [Tiem94] beschreibt die Auswirkungen veränderter vertikaldynamischer Federungs- und Dämpfungseigenschaften bei Teilbremsungen über definierten Fahrbahnebenenheiten und die Wechselwirkungen zwischen Radaufhängungsparametern und den Auswirkungen auf die ABS-Regelung. Lauer ermittelt in seiner Erfindungsmeldung [Laue02] die aus Änderungen der Normalkraft resultierenden Radschlupfänderungen, bewertet diese als Störgröße für die Radschlupfregelung und wertet diese zur Korrektur des radschlupfabhängigen Bremsdruckes oder der radschlupfabhängigen Bremskraft aus. Niemz stellt in [Niem06] einen Regelalgorithmus für ein aktives Fahrwerksystem zur Reduzierung des Bremswegs dar und zeigt die Möglichkeit, die Längsdynamik des Fahrzeugs durch die Regelung dessen Vertikaldynamik während der ABS-Bremsung zu beeinflussen. Reul stellt in [Reul09] und [Reul11] den Informationsaustausch und die Koordination zwischen der Bremsschlupfregelung ABS und einer semiaktiven Dämpfung vor. Er identifiziert die Bremswegverkürzungspotenziale durch eine radlastabhängige Bremsmomentanpassung zur schnellen Kompensation radlastinduzierter Schlupfchwankungen und eine schlupfabhängige, ABS-koordinierte Dämpferregelung. Anhand von Versuchs- und Simulationsergebnissen ist ein mittleres Bremswegverkürzungspotenzial von ca. 1% bis 14% je nach Dämpfungsart zu erwarten.

1.3 Zielsetzung und Aufbau der Arbeit

1.3.1 Ziele und Vorgehensweise der Arbeit

Das Ziel der vorliegenden Arbeit ist, die folgenden drei Forschungsfragen zu beantworten.

Frage1: Wie beeinflussen transient anregende Kräfte sowie longitudinale und vertikale Schwingungen des Reifen-Fahrwerk-Systems die Bremskraft?

Frage2: Wie, in welchem Umfang und unter welchen Bedingungen können diese Einflüsse von transient anregenden Kräften sowie von longitudinalen und vertikalen Schwingungen und Kraftschwankungen des Reifen-Fahrwerk-Systems auf die Kraftübertragung zwischen Reifen und Fahrbahn durch optimierte Ansteuerung des Bremssystems reduziert werden?

Frage3: Welche Unterschiede ergeben sich zwischen der stationär an einer starren Radführung gemessenen μ -Schlupf-Kurve des Reifens und der μ -Schlupf-Kurve im transient belasteten Reifen-Fahrwerk-Bremssystem?

Zur ersten Forschungsfrage lassen sich noch folgende zwei Teilfragen ableiten.

Teilfrage1: Welche Schwingungsformen bei welchen Frequenzen haben einen Einfluss auf die Bremskraftübertragung zwischen Reifen und Fahrbahn?

Teilfrage2: Welche Teilsysteme sind für diejenigen Schwingungen verantwortlich, die einen Einfluss auf die Bremskraft haben: Achse inkl. Rad/Reifen vertikal, longitudinal und torsional, Reifeneigenfrequenzen vertikal, longitudinal und torsional, Bremssystem (Regelverhalten, evtl. auch mechanisch-hydraulisches Übertragungsverhalten)?

Um die erste Forschungsfrage bearbeiten zu können, wird ein Reifen-Fahrwerk-System benötigt, das in Längs- und Vertikalrichtung schwingen kann. Um den Einfluss der Schwingungsrichtungen auf die Bremskraft trennen zu können, müssen die Schwingungsamplituden in beide Richtungen zumindest ein Stück weit unabhängig voneinander eingestellt werden können. D. h. die in die jeweiligen Richtungen wirkenden Elastizitäten und anregenden Wechselkräfte müssen veränderbar sein. Das ist in der Simulation einfach, im Versuch wird eine Modifikation der Steifigkeit der Längslenkerbuchse (eventuell versteifen durch ein zusätzliches Anbauteil am Lenker, so dass derselbe Lenker verwendet werden kann) und der Aufbaufeder (auch hier kann durch ein Anbauteil die Stahlfeder versteift werden) und des Stoßdämpfers schwierig sein.

Die anregenden transienten Kräfte können in Längsrichtung über den Bremsdruckaufbau variiert werden. Eine weitere Möglichkeit ist es, Schlagleisten mit trapezförmigem Querschnitt und gleicher Höhe, aber unterschiedlicher Flankenneigung zu überfahren. In Vertikalrichtung könnte bei gleicher Flankenneigung die Höhe der Schlagleiste variiert werden. Die longitudinale Basislänge des Trapezes müsste bei allen Schlagleisten konstant gehalten werden. Des Weiteren ist es erforderlich, die Bremskraft, Trommel- und Raddrehzahl zu jedem Zeitpunkt mit hoher Auflösung zu bestimmen. Zur Bestimmung der Schwingungen sollen die Beschleunigungen in allen sechs Freiheitsgraden des Rades (Messung mit drei Triaxsensoren am Radträger) und möglichst auch alle Kräfte und Momente, zumindest aber die Kräfte in Längs-, Quer- und Hochrichtung erfasst werden. Die Eigenschaften des Reifens (wie z. B. weiches und steifes Laufstreifenmaterial, niedriger und hoher Fülldruck) sollten bei gleicher Reifengröße variieren und außerdem sollten unterschiedliche Fahrbahnen (Safety Walk und realer Fahrbahnbelag) eingesetzt werden. Es ist zu vermuten, dass sich die Schwingungen auf Belägen mit hohem Reibbeiwert stärker ausbilden, da sich dort höhere Kräfte aufbauen können. Demnach wären Versuche auf Niedrigreibwertbelag nicht sinnvoll. Damit es zu großen Schlupfgradienten kommt, muss das Bremssystem in der Lage sein, sehr schnell den Bremsdruck und somit den Anpressdruck der Bremsbeläge an die Bremsscheibe aufzubauen. Weiterhin darf die Radführung nicht zu torsionsweich um die Raddrehachse sein.

Um die zweite Forschungsfrage bearbeiten zu können, soll das Bremssystem, das die Bremsung des Reifen-Fahrwerk-Systems am Prüfstand implementiert, um einen ABS-Regelkreis bzw. die ABS-Funktion erweitert werden und freien Zugriff auf den Rechenvorgang und Regelalgorithmus ermöglichen. Die Optimierungsmöglichkeiten der ABS-Regelung mit Berücksichtigung der Effekte, die durch die Bearbeitung der ersten Forschungsfrage bekannt sein werden, sollen theoretisch oder simulativ analysiert und durch experimentelle Untersuchung am Prüfstand überprüft werden.

Um die dritte Forschungsfrage bearbeiten zu können, soll die Umfangskraft-Schlupf-Messung für den Reifen und das Reifen-Fahrwerk-System unter gleichen Betriebsbedingungen (Fahrbahn, Fülldruck, Radlast, Geschwindigkeit)

am Prüfstand durchgeführt werden. Neben dem stationären Druckaufbau soll der Bremsdruck im Radbremszylinder durch das Bremssystem dynamisch geändert werden, um verschiedene transiente Belastungen auf das Reifen-Fahrwerk-System aufzubringen, damit das dynamische Verhalten des Reifen-Fahrwerk-Systems untersucht werden kann.

Um alle drei Forschungsfragen zu beantworten, soll ein Reifen-Fahrwerk-Bremssystem aufgebaut werden, in dem dynamische Druckänderungen bzw. komplexe Druckverläufe in der Radbremse implementiert werden können. Drei Basisfunktionen des aufzubauenden Bremssystems bezüglich des Druckverlaufs in der Radbremse werden in Abbildung 1.3 dargestellt.

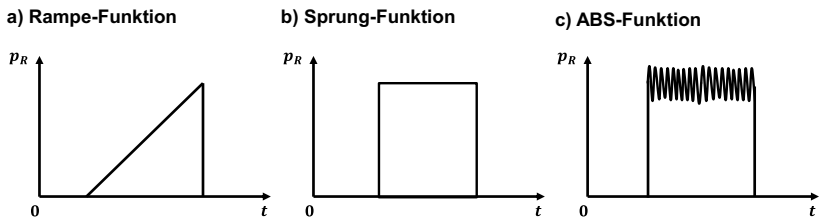


Abbildung 1.3: Basisfunktionen des Bremssystems: a) Rampe-Funktion, b) Sprung-Funktion und c) ABS-Funktion

1.3.2 Aufbau der Arbeit

Nach Darstellung der Motivation dieser Forschungsarbeit, der Zusammenfassung des Standes des Wissens sowie der Vorstellung des Ziels der vorliegenden Arbeit in Kapitel 1 wird zur Bearbeitung des beschriebenen Vorhabens in Kapitel 2 zunächst auf die Analyse und auf Optimierungsmöglichkeiten des Bremsvorgangs eingegangen. Dabei werden die Optimierungsmöglichkeiten und Einflussfaktoren des Bremsvorgangs insbesondere der ABS-Regelung theoretisch und mit Hilfe eines Berechnungsmodells untersucht.

Ein zentraler Teil der vorliegenden Arbeit stellt die experimentelle sowie simulationsgestützte Untersuchung des Übertragungsverhaltens des Reifen-

Fahrwerk-Systems unter verschiedenen Fahrbahn- und Bremsanregungen dar. Vor der Darstellung und Analyse der durchgeführten Untersuchungen wird zunächst in Kapitel 3 die im Rahmen der vorliegenden Arbeit verwendete Forschungsmethodik vorgestellt. Die Implementierung des Reifen-Fahrwerk-Systems am Prüfstand, der Aufbau eines ABS-Bremssystems sowie die Modellierung eines der experimentellen Untersuchung entsprechenden Mehrkörpersimulationsmodells werden dabei beschrieben.

Kapitel 4 befasst sich mit der Vermessung aller im Rahmen dieser Arbeit verwendeten Reifenvarianten. Die für diese Arbeit wichtigen Charakteristiken und Eigenschaften der jeweiligen Reifen, wie die μ -Schlupf-Kurve und die Steifigkeiten sowie deren Einflussfaktoren, werden dabei diskutiert. In Kapitel 5 erfolgt die Erfassung und Analyse des dynamischen Übertragungsverhaltens des Reifen-Fahrwerk-Systems bei der Überfahrt von Einzelhindernissen. Die hier in Kapitel 4 und Kapitel 5 ermittelten Ergebnisse sollen als Eigenschaftsdaten des Reifens sowie des Reifen-Fahrwerk-Systems für weitere Untersuchung dienen.

In Kapitel 6 und Kapitel 7 werden zwei zentrale Teile dieser Forschungsarbeit beschrieben. Kapitel 6 behandelt die erste und die dritte Forschungsfrage in der Zielsetzung. Das dynamische Übertragungsverhalten des Reifen-Fahrwerk-System unter verschiedenen Bremsanregungen wird dabei untersucht und dessen Einflüsse auf die Kraftübertragung zwischen Reifen und Fahrbahn werden analysiert (Abschnitte 6.1, 6.2). Ferner wird auch der Einfluss dynamischer Radlaständerung beim Bremsvorgang untersucht (Abschnitt 6.3). Kapitel 7 behandelt die zweite Forschungsfrage in der Zielsetzung. Auf Basis der in Kapitel 3 aufgebauten hydraulischen Bremsanlage werden ein ABS-Regelkreis und die Bremsung mit ABS-Regelung am Innentrommelprüfstand umgesetzt (Abschnitte 7.1, 7.2). Mit Hilfe dieses ABS-Regelkreises werden zwei Optimierungsmöglichkeiten der ABS-Regelung experimentell untersucht und analysiert (Abschnitte 7.3, 7.4). Weiterhin werden die Einflüsse der Fahrbahnunebenheiten auf die Potenziale beider Optimierungsmaßnahmen durch das Simulationsmodell ermittelt (Abschnitt 7.5).

Eine Zusammenfassung der wichtigsten Ergebnisse und ein Ausblick auf weitere Schritte zu diesem Thema werden in Kapitel 8 gegeben.

2 Analyse und Optimierung des Bremsvorgangs

Dieses Kapitel vermittelt die Grundlagen und theoretische Analyse zu den abgeleiteten Forschungsfragen, auf die die Untersuchungen in den folgenden Kapiteln aufgebaut werden. In Abschnitt 2.1 wird der Bremsvorgang eines realen Fahrzeugs hinsichtlich einiger wichtigen Kenngrößen betrachtet. Auf Basis dieser Betrachtung werden die Optimierungsmöglichkeiten und die Einflussfaktoren des Bremsvorgangs analysiert. Eine weitere theoretische Analyse der Einflussfaktoren für die Schlupf- und Bremskraftänderung zwischen Reifen und Fahrbahn wird in Abschnitt 2.2 unter Berücksichtigung ähnlicher Analysen und Diskussionen in der Literatur und mit Hilfe eines Berechnungsmodells durchgeführt. In Abschnitt 2.3 werden Möglichkeiten zur Optimierung des Bremsvorgangs durch Maßnahmen an der ABS-Regelung betrachtet.

2.1 Grundlage des Bremsvorgangs

Wenn der Fahrer das Bremspedal tritt, beginnt der Bremsvorgang und es entstehen Bremskräfte im Reifen-Fahrbahn-Kontakt. Fährt das Fahrzeug auf einer horizontalen Ebene, wird das Fahrzeug nur durch die Kontaktkräfte beansprucht. Die Bremsmanöver können zwischen Teil- und Vollbremsung unterschieden werden [Breu12]. Bei der Teilbremsung hat der Fahrer hauptsächlich das Ziel, das Fahrzeug auf niedrigere Geschwindigkeit z. B. die gleiche Geschwindigkeit wie das Fahrzeug vor ihm, zu verzögern. Bei der Vollbremsung bremst der Fahrer das Fahrzeug so stark wie möglich in den Stillstand ab. In der vorliegenden Arbeit wird nur auf die ABS-geregelte Vollbremsung eingegangen, weil nur diese Abbremsung bzw. die maximale Verzögerung im Themenbereich der Bremswegverkürzung besonders wichtig ist. In anderen Fällen kann der Fahrer die Verzögerung und damit den Bremsweg regeln.

2.1.1 Bremsnicken

Bei ABS-Bremsungen treten Kopplungseffekte zwischen vertikalen Aufbauschwingungen (Nicken, Heben) und Bremskräften auf, da eine im Reifenlatsch angreifende Bremskraft über die Radaufhängung auf den Fahrzeugaufbau übertragen wird [Reul11]. Abbildung 2.1 stellt den Fall beim Bremsen dar.

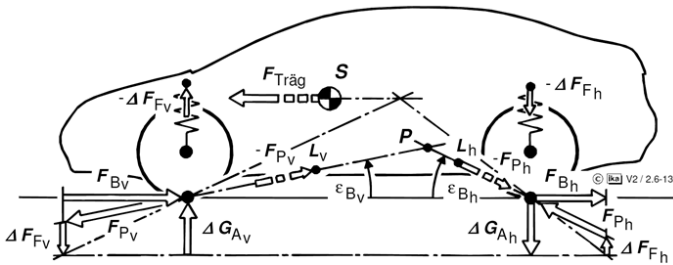


Abbildung 2.1: Kraftübertragung zwischen Radaufstandspunkten und Aufbau beim Bremsen, nach [Wall05]

Beim Bremsen greift die Trägheitskraft $F_{Träg}$ im Gesamtschwerpunkt an und zeigt in Fahrrichtung nach vorne. Aus der Trägheitskraft und den Bremskräften in Radumfangsrichtung resultiert eine Achslastverschiebung ΔG_A , die jeweils in die dargestellte Richtung zeigt [Mits04].

$$\Delta G_A = G \cdot z \cdot \frac{h}{l} \quad (2.1)$$

wobei G das Fahrzeuggewicht, z die Abbremsung, h die Schwerpunkthöhe und l der Radstand des Fahrzeugs ist. Die resultierende Kraft aus Bremskraft sowie Radlastdifferenz greift im Reifenaufstandspunkt (Latsch) an. Liegt der Längs-pol auf der Wirkungslinie dieser resultierenden Kraft, dann tritt keine Federbewegung beim Bremsen auf und man spricht von einem ‚vollständigen Bremsnickausgleich‘ an der betrachteten Achse. In diesem Fall entspricht der optimale Stützwinkel ε_{opt} dem Winkel zwischen der Wirkungslinie der Resultierenden im Radaufstandspunkt und der Horizontalen. Eine solche Auslegung

ist in der Praxis konstruktionsbedingt nur schwer zu realisieren, so verursacht die resultierende Kraft im Reifenlatsch ein Moment, welches über eine Federkraftänderung ΔF_F kompensiert wird. Der durch die Radaufhängungskonstruktion tatsächlich realisierte Bremsstützwinkel ε_{tats} ist der Winkel zwischen einer Geraden durch Radaufstandspunkt und Längspol und der Horizontalen. Eine Momentenbilanz um den momentanen Längspol, der sich aus der Konstruktion und der kinematischen Lage des Fahrzeugs ergibt, liefert als Maß für die Güte des Bremsnickausgleichs den Anteil der Radlastverlagerung beim Bremsen, der ohne Federbewegung an der Radaufhängung abgestützt wird [Wall05]:

$$X \cdot \Delta G_{Av} \cdot l_v = F_{Bv} \cdot h_v \quad (2.2)$$

$$X = \frac{F_{Bv} \cdot h_v}{\Delta G_{Av} \cdot l_v} = \frac{1}{\tan \varepsilon_{opt}} \cdot \tan \varepsilon_{tats} \cdot 100\% \quad (2.3)$$

wobei l_v den horizontalen Abstand, h_v den vertikalen Abstand zwischen Radaufstandspunkt und dem Längspol und X den Bremsnickausgleich bezeichnet. Der optimale Bremsabstützwinkel ist dabei eine Größe, die über Fahrzeugparameter charakterisiert wird, während der tatsächliche Bremsabstützwinkel einen kinematischen Kennwert einer Achse darstellt [Heiß11]. Die aus den Aufbaubewegungen folgenden Radlaständerungen wirken auf die Kraftschlussausnutzung. Auf die daraus folgenden Bremsschlupfänderungen reagiert die Bremsschlupfregelung, woraus Bremskraftänderungen resultieren. Aus diesen Gründen ist das Bremsnicken zu verhindern bzw. zu reduzieren.

2.1.2 Bremsdauer und -weg

Die Längsverzögerung a des Fahrzeugs während eines Bremsvorgangs wird durch die gesamten Bremskräfte $F_{B,Ges}$ aller vier Räder und die Gesamtmasse m_{Fzg} des Fahrzeugs nach der folgenden Gleichung beschrieben:

$$m_{Fzg} \cdot a(t) = F_{B,Ges}(t) \quad (2.4)$$

Die Längsgeschwindigkeit v des Fahrzeugs erfolgt aus der Ausgangsgeschwindigkeit v_0 und der einfachen Integration der Längsverzögerung a :

$$v = v_0 - \int_{t_1}^t a(\tau) d\tau = v_0 - \int_{t_1}^t \frac{F_{B,Ges}(\tau)}{m_{FZg}} d\tau \quad (2.5)$$

wobei t_1 der Zeitpunkt zu Beginn des Bremsvorgangs ist.

Wird nur die Vollbremsung betrachtet, muss das Fahrzeug zum Zeitpunkt t_2 , an dem der Bremsvorgang endet, zum Stillstand kommen und dementsprechend die Längsgeschwindigkeit v gleich null sein. Daraus erfolgt:

$$v_0 \cdot m_{FZg} = \int_{t_1}^{t_2} F_{B,Ges}(t) dt \quad (2.6)$$

Werden die beiden Seiten der Gleichung durch die Bremsdauer $\Delta t_B = t_2 - t_1$ geteilt, entsteht der Zusammenhang zwischen der Bremsdauer und der mittleren gesamten Bremskraft während des Bremsvorgangs:

$$\frac{v_0 \cdot m_{FZg}}{\Delta t_B} = \frac{1}{\Delta t_B} \int_{t_1}^{t_2} F_{B,Ges}(t) dt = \bar{F}_{B,Ges} \quad (2.7)$$

Die Bremsdauer kann somit durch die Ausgangsgeschwindigkeit v_0 , die Gesamtfahrzeugmasse m_{FZg} und die mittlere gesamte Bremskraft $\bar{F}_{B,Ges}$ bestimmt werden:

$$\Delta t_B = \frac{v_0 \cdot m_{FZg}}{\bar{F}_{B,Ges}} \quad (2.8)$$

Solange die mittlere gesamte Bremskraft $\bar{F}_{B,Ges}$ unverändert bleibt, ist die Bremsdauer Δt_B für jeden Bremsvorgang gleich, egal wie der zeitliche Verlauf der Bremskraft aussieht. D. h. die Bremsdauer hängt nicht vom zeitlichen Verlauf der gesamten Bremskraft während des Bremsvorgangs, sondern nur von deren Mittelwert ab.

Der Bremsweg d_B berechnet sich aus der einfachen Integration der Längsgeschwindigkeit v über die Bremsdauer $\Delta t_B = t_2 - t_1$:

$$d_B = \int_{t_1}^{t_2} v(t) dt \quad (2.9)$$

Werden Formel (2.5) und (2.8) in Formel (2.9) eingesetzt, ergibt sich der Bremsweg d_B zu:

$$\begin{aligned} d_B &= \int_{t_1}^{t_2} \left[v_0 - \int_{t_1}^t a(\tau) d\tau \right] dt \\ &= v_0 \Delta t_B - \frac{1}{m_{FZg}} \int_{t_1}^{t_2} \int_{t_1}^t F_{B,Ges}(\tau) d\tau dt \quad (2.10) \\ &= \frac{v_0^2 \cdot m_{FZg}}{\bar{F}_{B,Ges}} - \frac{1}{m_{FZg}} \int_{t_1}^{t_2} \int_{t_1}^t F_{B,Ges}(\tau) d\tau dt \end{aligned}$$

Formel (2.10) zeigt an, dass der Bremsweg d_B nicht nur vom Mittelwert der gesamten Bremskraft, sondern auch von deren zeitlichen Verteilung abhängen kann. Den theoretischen Nachweis dieser Abhängigkeit hat Niemz in [Niem06] gegeben. Dabei hat Niemz bewiesen, dass der Bremsweg um 1/6 kürzer wird, wenn die gesamte Bremskraft linear vom Maximum bis auf 0 über die Bremsdauer abnimmt, als der Bremsweg, der sich aus einer gleichmäßigen Verteilung der Bremskraft über die Zeit ergibt. Anderenfalls verlängert sich der Bremsweg. Dies bedeutet auch, dass ein schnellerer Abfall der Fahrzeuggeschwindigkeit über den gebremsten Weg von Vorteil ist.

Somit ist theoretisch bewiesen, dass eine abnehmende Bremskraft über der Zeit zu einem kürzeren Bremsweg führt als eine konstante oder eine zunehmende Bremskraft, wenn der Mittelwert der Bremskraft unverändert bleibt. Je früher die Bremskraft während des Bremsvorgangs große Werte erreicht, desto kürzer wird der Bremsweg.

2.1.3 Optimierungsmöglichkeit des Bremsvorgangs

Entsprechend der Analyse des Bremsvorgangs ist derjenige Bremsvorgang besser, bei dem der Bremsweg kürzer ist und die Fahrzeuggeschwindigkeit schneller abfällt.

Um eine bessere Qualität des Bremsvorgangs zu erreichen, soll einerseits der Mittelwert der gesamten Bremskraft des Bremsvorgangs maximiert werden, damit der Bremsweg bzw. die Bremsdauer nach Formel (2.8) und (2.10) reduziert werden können. Und andererseits soll der zeitliche Verlauf der gesamten Bremskraft so optimiert werden, dass die gesamte Bremskraft zu Beginn des Bremsvorgangs maximiert wird, damit die Fahrzeuggeschwindigkeit nach Formel (2.5) schneller abfällt und sich der Bremsweg nach Formel (2.10) weiter verkürzt. Im Folgenden werden diese zwei Aspekte einzeln diskutiert.

Maximierung der mittleren gesamten Bremskraft

Nach Formel (1.1) wird die Bremskraft des einzelnen Rades zwischen Reifen und Fahrbahn durch den Kraftschlussbeiwert und die Radlast bestimmt. Aufgrund der Tatsache, dass der Kraftschlussbeiwert kleiner als das Maximum μ_{Max} ist und die Summe der einzelnen Radlasten für $t \rightarrow \infty$ und bei begrenztem Federweg im zeitlichen Mittel dem Fahrzeuggesicht $m_{Fzg} \cdot g$ entsprechen muss [Reul09], wird die mittlere gesamte Bremskraft aller Räder $\bar{F}_{B,Ges}$ von Beginn des Bremsvorgangs bis zum Stillstand durch den mittleren Kraftschlussbeiwert $\bar{\mu}$ und das Fahrzeuggewicht $m_{Fzg} \cdot g$ bestimmt:

$$\bar{F}_{B,Ges} = \bar{\mu} \cdot m_{Fzg} \cdot g \quad (2.11)$$

Nach Formel (2.11) muss prinzipiell der mittlere Kraftschlussbeiwert $\bar{\mu}$ erhöht werden, damit die mittlere gesamte Bremskraft $\bar{F}_{B,Ges}$ gesteigert wird. Wird die μ -Schlupf-Charakteristik des Reifens unter stationären Bedingungen betrachtet, zeigt der Peak der Kurve den maximal erreichbaren Kraftschlussbeiwert μ_{Max} und den optimalen Schlupfwert λ_{opt} für die ABS-Regelung an. Wie in Abschnitt 1.1 erwähnt, versucht ein serienmäßiger ABS-Regler während der

ABS-Bremung den Schlupf stets auf den optimalen Schlupfwert λ_{opt} zu regeln und die Regelung lässt sich aufgrund der Schwankungen des Schlupfes und des Kraftschlussbeiwertes leicht unterhalb des Maximums der μ -Schlupf-Kurve charakterisieren, wie in Abbildung 2.2 dargestellt.

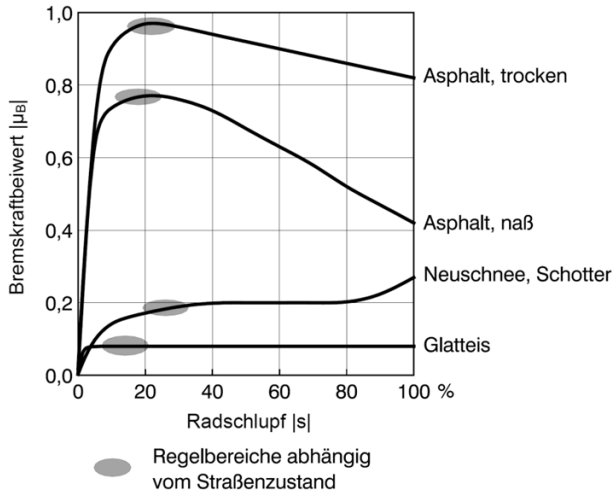


Abbildung 2.2: Regelbereiche eines Anti-Blockier-Systems, nach [Gaut09a]

Infolge dieser Schwankungen ergibt sich ein kleinerer mittlerer Kraftschlussbeiwert als der maximale, d. h. $\bar{\mu} < \mu_{Max}$. Zur Erhöhung des mittleren Kraftschlussbeiwertes sind deshalb zwei Möglichkeiten als sinnvoll anzusehen:

- 1) Erhöhung des maximalen Kraftschlussbeiwertes
- 2) Reduzierung der Schlupfchwankung

Nach Literaturangabe [Webe07] wird der maximale Kraftschlussbeiwert μ_{Max} der stationären μ -Schlupf-Kurve durch die Reifen-, die Fahrbahneigenschaften, den Betriebszustand des Reifens und das Zwischenmedium bestimmt. Eine Erhöhung des maximalen Kraftschlussbeiwertes ist für ein Serien-Fahrzeug möglich, wenn vor allem die Reifeneigenschaften oder der Fahrzeugzustand

geändert oder optimiert werden können. Für die Reifenhersteller ist die Optimierung der Reifeneigenschaften stets ein Entwicklungsziel und für die Fahrzeughalter ist die Optimierung nur durch einen Reifenwechsel zu erreichen. Eine weitere Erhöhung des maximalen Kraftschlussbeiwertes während der Fahrt bzw. der Bremsung ist durch eine Modifikation des Fahrzeugzustandes nur sehr schwer umzusetzen. Davon ausgehend wird auf die erste Möglichkeit, d. h. die Steigerung des maximalen Kraftschlussbeiwertes, in der vorliegenden Arbeit nicht eingegangen. Die zweite Möglichkeit, d. h. die Reduzierung der Schlupfchwankungen, wird im Folgenden ausführlich diskutiert.

Optimierung des zeitlichen Verlaufs der gesamten Bremskraft

Zur Optimierung des zeitlichen Verlaufs der gesamten Bremskraft, d. h. auch zur Steigerung der Bremskraft zu Beginn des Bremsvorgangs, sollen nach Formel (1.1) sowohl der Kraftschlussbeiwert μ als auch die Radlast F_z zu Beginn des Bremsvorgangs gesteigert werden. Da die Steigerung des Kraftschlussbeiwertes μ nicht nur das Ziel zu Beginn des Bremsvorgangs, sondern auch über den gesamten Zeitraum des Bremsvorgangs ist, um die mittlere gesamte Bremskraft zu maximieren, stimmt diese Möglichkeit mit der bereits diskutierten Optimierungsmöglichkeit zur Maximierung der mittleren gesamten Bremskraft überein.

Abgesehen vom Kraftschlussbeiwert stellt die Radlast eine zweite Möglichkeit zur Beeinflussung der Bremskraft dar. Diese Möglichkeit bieten die aktiven sowie semi-aktiven Radaufhängungen, die die Radlast durch zusätzliche Feder- und/oder Dämpferkräfte vorübergehend beeinflussen können. Mit Hilfe der Regelung des zeitlichen Verlaufs der Radlast durch solche Radaufhängungen kann die Längsdynamik des Fahrzeugs beim Bremsvorgang durch die Beeinflussung der Vertikaldynamik optimiert werden. In [Niemz06], [Reul09] und [Reul11] werden die Möglichkeiten zur Bremswegverkürzung durch die Optimierung des zeitlichen Verlaufs der Radlast während des Bremsvorgangs experimentell untersucht.

Als Schlussfolgerung lässt sich zusammenfassen, dass die Reduzierung der Schlupfchwankung die wichtigste Optimierungsmöglichkeit des Bremsvorgangs darstellt.

2.2 Theoretische Analyse des dynamischen Verhaltens des Reifen-Fahrwerk-Systems

Die heutigen Bremsschlupfregelsysteme nehmen den Bremsschlupf als Regelgröße und verfolgen das Regelungsziel, die Schlupfchwankungen während der Regelung zu minimieren. Allerdings wird in der Literatur gezeigt, dass aufgrund der Einflüsse physikalischer Mechanismen und der Ungenauigkeiten innerhalb des Regelsystems immer noch ein Optimierungspotenzial für die Schlupfchwankungen vorhanden ist. In diesem Abschnitt wird ausgehend von den in der Literatur untersuchten Ursachen der Schlupfchwankungen das dynamische Verhalten des Reifen-Fahrwerk-Systems bei dynamischer Fahrbahn- und Bremsanregung mit Hilfe eines Berechnungsmodells, das die zu untersuchende Reifen- und Radaufhängungsdynamik ausreichend genau abbilden kann, simuliert.

2.2.1 Schlupfchwankung

Reul betrachtet in [Reul09] und [Reul11] das Rad als ein komplettes Teil. Die angreifenden Kräfte und Momente und die daraus folgende Raddynamik werden in Abbildung 2.3 gezeigt. Dabei wird die Dynamik des Reifens und der Radaufhängung nicht berücksichtigt.

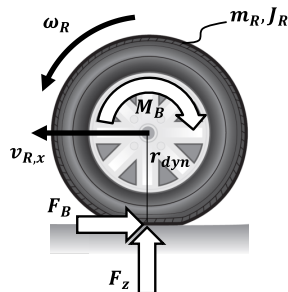


Abbildung 2.3: Dynamik des Rades beim Bremsen, nach [Reul09]

Der Bremsschlupf des Rades lautet:

$$\lambda_B(t) = \frac{v_{R,x}(t) - r_{dyn} \cdot \omega_R(t)}{v_{R,x}(t)} = 1 - \frac{r_{dyn}}{v_{R,x}(t)} \cdot \omega_R(t) \quad (2.12)$$

Die Momentenbilanz des Rades lautet:

$$J_R \cdot \dot{\omega}_R(t) = r_{dyn} \cdot F_B(t) - M_B(t) \quad (2.13)$$

Die Integration der Formel (2.13) ergibt:

$$J_R \cdot (\omega_R(t) - \omega_{R,0}) = \int r_{dyn} \cdot F_B(t) dt - \int M_B(t) dt \quad (2.14)$$

Wird die Radwinkelgeschwindigkeit $\omega_R(t)$ und die Bremskraft $F_B(t)$ in Formel (2.14) eingesetzt, ergibt sich der Bremsschlupf mit folgendem Ausdruck:

$$\lambda_B(t) = 1 - \frac{r_{dyn}}{v_{R,x}(t)} \cdot \left(\frac{1}{J_R} \left(\int r_{dyn} \cdot \mu(\lambda_B(t)) \cdot F_z(t) dt - \int M_B(t) dt \right) + \omega_{R,0} \right) \quad (2.15)$$

Anhand Formel (2.15) lassen sich drei Ursachen für die Schlupfänderung ableiten [Reul09]:

- 1) Bremsmomentänderung durch z. B. Bremsdruckmodulation des ABS
- 2) Radlaständerung durch z. B. fahrbahninduzierte, aufbauinduzierte (Bremsnicken) Radlastschwankung, Eingriffe vertikaldynamisch wirkender Aktoren
- 3) Reibwertänderung durch z. B. Reibwertsprünge oder Änderung der μ -Schlupf-Kurve abhängig von Reifentemperatur, Radlast u.a.

Schwarz stellt in [Schw97a], [Schw97b] ein Verfahren zur Kompensation bzw. Berücksichtigung der dynamischen Einflussgrößen von Pkw-Vorderradaufhängungen und Reifen auf das Raddrehzahlssignal bzw. den Schlupf vor. Als

Grundlage werden die verschiedenen Einflussgrößen auf diese Signale im Bremsvorgang zusammengefasst. Zur Ermittlung der für das Verfahren benötigten Einflussgrößen wird ein Modell der Radaufhängung und des Reifens mit mehreren Freiheitsgraden abgebildet. Dabei wird der Reifengürtel als ein separates Teil angesehen, das in der Längs-, Vertikal- und Drehrichtung gegen die Radnabe schwingen kann. Außerdem wird die Radnabe durch Feder-Dämpfer-Elemente (Voigt-Kelvin-Modell) jeweils in der Längs- und Vertikalrichtung mit dem Fahrzeugaufbau gekoppelt, damit die Federungs- und Dämpfungseigenschaften bzw. die Elastizitäten der Radaufhängung im Modell berücksichtigt werden können. Als dynamische Einflussgrößen auf die Schlupfberechnung bzw. auf die Erfassung des Raddrehzahlsignals werden die Horizontal- und Vertikalbewegung des Rades, die tangentielle Verschiebung des Reifengürtels sowie die Verdrehung des Radträgers sowohl mit dem Modell als auch experimentell verifiziert.

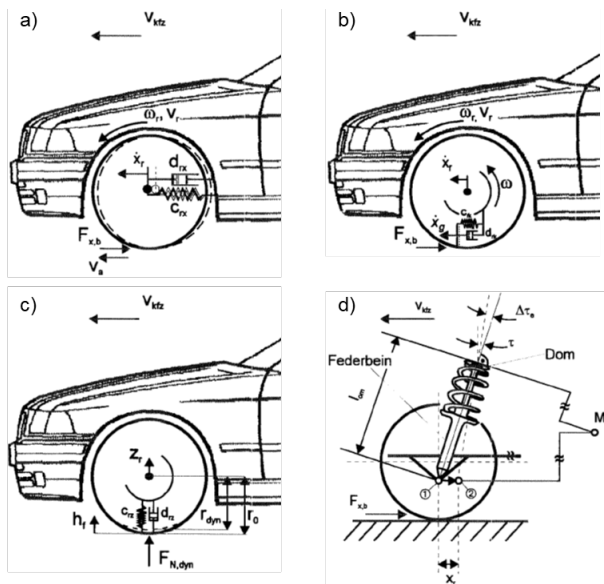


Abbildung 2.4: a) Horizontale Bewegung des Rades, b) Tangentielle Verschiebung des Reifengürtels, c) Vertikalbewegung des Radmittelpunktes und d) Verdrehung des Radträgers, nach [Schw97b]

Unter Berücksichtigung aller Einflussgrößen sowie der daraus resultierenden Zusammenhänge stellt Schwarz eine erweiterte Schlupfformel zur Berechnung der Schlupfverläufe beim Bremsvorgang wie folgt auf [Schw97b]:

$$\begin{aligned}
 \lambda_{x,b}(v_{kfz}, \omega, r_0, \dot{x}_r, \dot{x}_g, z_r) &= \frac{v_a - v_r}{v_a} \\
 &= \frac{(v_{kfz} + \dot{x}_r) - (r_{dyn} \cdot \omega_r - (\dot{x}_g - \dot{x}_r))}{v_{kfz} + \dot{x}_r} \\
 &= \frac{v_{kfz} + \dot{x}_r - (r_0 + z_r - h_f) \cdot \left(\omega - \frac{\dot{x}_r}{l_{om}}\right) + (\dot{x}_g - \dot{x}_r)}{v_{kfz} + \dot{x}_r} \quad (2.16) \\
 &= \frac{v_{kfz} - (r_0 + z_r - h_f) \cdot \left(\omega - \frac{\dot{x}_r}{l_{om}}\right) + \dot{x}_g}{v_{kfz} + \dot{x}_r}
 \end{aligned}$$

mit

v_{kfz} : die Fahrzeuggeschwindigkeit relativ zur Fahrbahn

ω_r : die Radwinkelgeschwindigkeit

ω : die gemessene Radwinkelgeschwindigkeit aus dem Drehzahlsensor

r_0 : der statische Reifenhalbmesser

r_{dyn} : der dynamische Rollhalbmesser

\dot{x}_r : die Längsgeschwindigkeit des Radmittelpunktes relativ zum Aufbau

\dot{x}_g : der tangentielle Latsch- bzw. Gürtelgeschwindigkeitsanteil der Radaufstandsfläche relativ zum Aufbau

z_r : die Vertikalbewegung des Radmittelpunktes

v_a : die Geschwindigkeit der Radaufstandsfläche relativ zur Fahrbahn

$v_r = r_{dyn} \cdot \omega_r$: die Umfangsgeschwindigkeit des Reifens relativ zur Radmitte

h_f : die Fahrbahnnunehenheit, die nach Abbildung 2.4 c) den Bezugspunkt hat, der sich genau um r_0 unter dem Radmittelpunkt befindet

l_{om} : die wirksame Länge des Feder-Dämpferbeins bei Vernachlässigung der Winkelstellung des Feder-Dämpferbeins

Formel (2.16) wurde aus der Literatur wie dort veröffentlicht übernommen. Der dort angegebene Zusammenhang $r_{dyn} = r_0 + z_r - h_f$ widerspricht jedoch der bekannten Tatsache, dass der dynamische Rollhalbmesser r_{dyn} fast unabhängig von der Einfederung ist, weshalb die Vertikalradbewegung z_r und Fahrbahnunebenheit h_f fast keine Rolle spielen. Dies wird durch Prüfstandsmessungen bestätigt. Die Bestimmung des dynamischen Rollhalbmessers erfolgt am Prüfstand ohne Berücksichtigung des statischen Reifenhalmessers. Die drei Parameter r_0 , z_r und h_f werden im weiteren Verlauf der vorliegenden Arbeit nicht als Einflussgrößen der Schlupfberechnung angenommen.

Desweiteren wurde der Reifengürtel und der Latsch in dieser Literatur nicht separat, sondern als ein kompletter Teil betrachtet. \dot{x}_g ist die Geschwindigkeit dieses Teils relativ zum Aufbau. Der Autor unterscheidet somit nicht zwischen der Geschwindigkeit des Reifengürtels und der Reifenoberfläche. Es macht aber einen Unterschied, denn der Teil des Schlupfs, der auf der Deformation der Profilblöcke beruht, bewirkt einen Geschwindigkeitsunterschied zwischen Reifenoberfläche und Gürtel. Dieser sogenannte „Formschlupf“ bzw. „Deformationsschlupf“ tritt auf, solange die Reifenoberfläche an der Fahrbahnoberfläche haftet und noch nicht gleitet und der bei Teilbremsungen einen großen Teil des Schlupfs ausmacht. Da dies für den Schlupf von hoher Bedeutung ist, wird diese Unterscheidung im weiteren Verlauf der vorliegenden Arbeit durch die Berücksichtigung der Schersteifigkeit des Laufsteifens in der Längsrichtung zur Abbildung des Berechnungsmodells vorgenommen.

Die oben genannten Einflussgrößen kommen alle von Seiten des Reifens und der Radaufhängung. Allerdings weisen die heutigen ABS-Bremssysteme noch eigene Probleme auf, deren Ursache in den wesentlichen Elementen des ABS-Regelsystems wie z. B. den Sensoren, den Aktoren, der Elektronik und der Regel-Software/-Programme liegen. Die ABS-Komponenten werden oft durch die unerwünschten starken Überschwingungen und Schwankungen des Bremsdrucks belastet, die nicht nur Geräusche und Schwingungen in der Bremsleitung, sondern auch übermäßige Belastungen des Fahrwerksystems verursachen. Durch z. B. Reibmomentschwankungen der Brems Scheibe/-beläge können auch Schlupfchwankungen hervorgerufen werden. Außerdem kann

die ABS-Regelung aufgrund von vereinfachenden Annahmen und aufgrund spezifischer Eigenschaften des Aktuators nicht perfekt sein.

Zusammenfassend entstehen die Schlupfänderungen aus Bremsmoment-, Radlast- und Reibwertänderung, welche gleichzeitig als Anregungsquelle des Reifen-Fahrwerk-Systems wirken. Des Weiteren können die Schlupfchwankungen durch mehrere beim Bremsvorgang angeregte dynamische Einflussgrößen verursacht werden, die grundsätzlich folgenden zwei Kategorien zugeordnet werden können:

- 1) Angeregte Schwingungen im Reifen-Fahrwerk-System,
- 2) Anregungen vom ABS-Bremssystem,

bei denen noch Verbesserungspotenziale bestehen.

Um die Schlupfchwankungen während der ABS-Bremmung zu reduzieren und dadurch die mittlere Kraftschlussausnutzung zu erhöhen, sollen die Einflussgrößen in den beiden Kategorien zunächst einzeln und, wenn möglich, anschließend auch zusammen betrachtet werden. Bezüglich Kategorie 1) sollen zum einen der Einfluss der angeregten Dynamik im Reifen-Fahrwerk-System auf die Schlupfchwankungen und die Bremskraft zwischen Reifen und Fahrbahn untersucht werden. Zum anderen sollen die Änderungen des Übertragungsverhaltens infolge von Änderungen der Fahrbahn- und Bremsanregung sowie die Sensitivitäten des Übertragungsverhaltens bezüglich der Reifen- und Fahrwerkparameter analysiert werden. Die Betrachtung der Kategorie 1) ist auch zur Beantwortung der ersten Forschungsfrage erforderlich. Um zunächst die Frage, ob die Reifen- und Radaufhängungsdynamik einen Einfluss auf die brems- und fahrbahninduzierten Schlupf- und Bremskraftänderungen hat, mit wenig Aufwand zu beantworten, wird diese Analyse zunächst theoretisch mit Hilfe eines Berechnungsmodells durchgeführt. Bezüglich Kategorie 2) werden die Verbesserungspotenziale des ABS-Bremssystems in Abschnitt 2.3 diskutiert.

2.2.2 Berechnungsmodell

Entsprechend den Anforderungen der ersten Forschungsfrage und deren Teilfragen sollen die Einflüsse des dynamischen Verhaltens des Reifen-Fahrwerk-Systems und der zugehörigen Schwingungsformen auf die Kraftübertragung im Reifen-Fahrbahn-Kontakt unter Brems- und Fahrbahnanregungen untersucht werden. Das Übertragungsverhalten des Reifen-Fahrwerk-Systems wird bei Bremsmoment- und Fahrbahnanregung bis zu 150 Hz analysiert. In diesem Frequenzbereich überwiegen nach Literaturangaben [Kerc08], [Trou02], [Fülb01] die Achseisenschwingungen, die Achsrauigkeit und die ersten Eigenschwingungsmoden des Reifens.

Modellaufbau

Ähnlich [Schw97b], [Zege98] und [Schm04] wird im Folgenden ein mechanisches Ersatzmodell eines Viertelfahrzeugs auf Basis eines Starring-Reifenmodells aufgebaut. Der Aufbau des mechanischen Ersatzmodells wird in Abbildung 2.5 dargestellt.

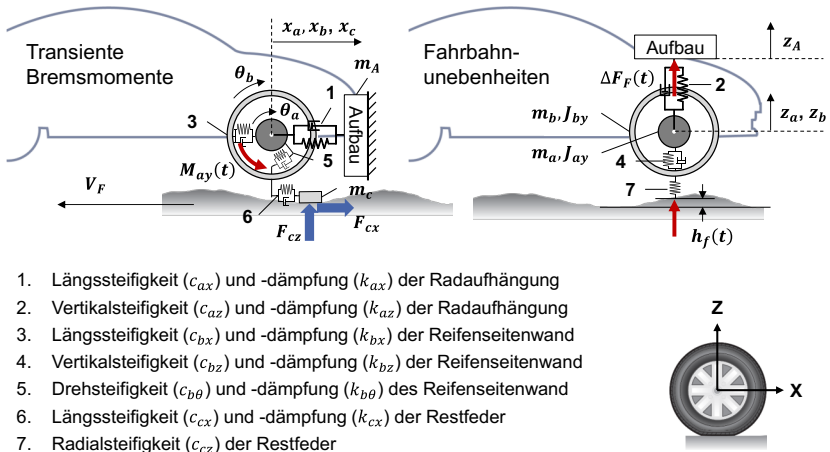


Abbildung 2.5: Mechanisches Ersatzmodell eines Viertelfahrzeugs

Das komplette Viertelfahrzeugmodell besteht aus vier Massen, die durch sieben parallel geschaltete Feder-Dämpfer-Elemente (sogenannte Kelvin-Voigt-Elemente) miteinander verbunden sind. Die anteilige Fahrzeugaufbaumasse m_A verfügt über einen Freiheitsgrad z_A in der Vertikalrichtung. In der Längsrichtung wird die Aufbaumasse als fixiert betrachtet. Die reifengefederte Masse bzw. die Masse der Radnabe m_a , die einen Teil des Fahrwerks, die Felge und den sich mit der Felge drehenden Anteil des Reifens einschließt, verfügt über drei Freiheitsgrade (x_a, z_a, θ_a) jeweils in der Längs-, Vertikal und Drehrichtung. Das Massenträgheitsmoment dieser Masse um die Querachse ist als J_{ay} bezeichnet. Die Masse des Reifengürtels m_b verfügt über drei Freiheitsgrade (x_b, z_b, θ_b) jeweils in der Längs-, Vertikal- und Drehrichtung. Das Massenträgheitsmoment dieser Masse um die Querachse ist als J_{by} bezeichnet. Die Kontaktmasse m_c zwischen dem Reifengürtel und der Fahrbahn verfügt über einen tangentialen Freiheitsgrad x_c auf der Fahrbahnoberfläche. Der Ursprung des Koordinatensystems dieses Ersatzmodells liegt auf der Radmitte, wo sich das Viertelfahrzeug in der statischen Ruhelage mit gegebenen Radlast auf ebener Fahrbahn befindet und in dieser Position fixiert. Die x-Achse weist in Fahrzeuglängsrichtung und die z-Achse weist rechtwinklig dazu nach oben. Jede Verschiebung hat sein Nullpunkt auf dem Niveau, das sich bei statischer Einfederung mit der gegebenen Radlast auf einer ebenen Fahrbahn ergibt.

Als stationäre Eingangsgrößen des Modells lassen sich die Fahrbahngeschwindigkeit V_F und die Radlast F_{cz} darstellen. Aus der Fahrbahngeschwindigkeit V_F und dem dynamischen Rollhalbmesser des Reifens r_{dyn} lassen sich die Anfangszustände der Drehgeschwindigkeit der Radnabe und des Reifengürtels als $\Omega = V_F/r_{dyn}$ bestimmen. Als dynamische Eingangsgrößen des Modells dienen das transiente Bremsmoment M_{ay} am Rad, die Höhe der Fahrbahnebene h_f , die als Fußpunkterregung abgebildet wird, und die dynamische Radlaständerung infolge von Aufbaubewegungen (Nicken, Heben) ΔF_F . h_f hat sein Nullpunkt auf dem Niveau, das sich bei statischer Einfederung mit der gegebenen Radlast auf einer ebenen Fahrbahn um den statischen Reifenhalbmesser unter dem Radmittelpunkt ergibt. Als Ausgangsgrößen des Modells ergeben sich die Dynamik der jeweiligen Freiheitsgrade, die internen Kräfte in

der Radaufhängung und in der Reifenseitenwand und die von außen wirkenden Kräfte zwischen Reifen und Fahrbahn.

Die internen Kräfte in der Radaufhängung zwischen den Massen m_A und m_a lauten:

$$F_{Aax} = k_{ax}\dot{x}_a + c_{ax}x_a \quad (2.17)$$

$$F_{Aaz} = k_{az}(\dot{z}_a - \dot{z}_A) + c_{az}(z_a - z_A) \quad (2.18)$$

Die internen Kräfte und das Moment in der Seitenwand zwischen den Massen m_a und m_b lauten:

$$F_{abx} = k_{bx}(\dot{x}_b - \dot{x}_a) + c_{bx}(x_b - x_a) - k_{bz}\dot{\theta}_a(z_b - z_a) \quad (2.19)$$

$$F_{abz} = k_{bz}(\dot{z}_b - \dot{z}_a) + c_{bz}(z_b - z_a) + k_{bx}\dot{\theta}_a(x_b - x_a) \quad (2.20)$$

$$M_{aby} = k_{b\theta}(\dot{\theta}_b - \dot{\theta}_a) + c_{b\theta}(\theta_b - \theta_a) \quad (2.21)$$

wobei die Elemente $k_{bz}\dot{\theta}_a(z_b - z_a)$ und $k_{bx}\dot{\theta}_a(x_b - x_a)$ den Effekt der gekoppelten Längs- und Vertikalverformung in der Seitenwand des rollenden Reifens aufgrund der relativen Bewegungen zwischen der Radnabe und dem Reifengürtel abbilden [Zege98], [Schm04].

Die internen Kräfte und das Moment zwischen den Massen m_b und m_c lauten:

$$F_{bcx} = k_{cx}(\dot{x}_c - \dot{x}_b) + c_{cx}(x_c - x_b) \quad (2.22)$$

$$F_{bcz} = F_{cz} \quad (2.23)$$

$$M_{bcy} = -r_{dyn}F_{bcx} \quad (2.24)$$

Die Vertikalkraft F_{cz} der Restfeder im Reifen-Fahrbahn-Kontakt wird in [Zege98] und [Schm04] durch einen Polynomansatz mit der Verformung der Restfeder ρ_{zr} und mit den Parametern q_{Fzr3} , q_{Fzr2} und q_{Fzr1} beschrieben:

$$F_{CZ} = \begin{cases} q_{FZr3}\rho_{Zr}^3 + q_{FZr2}\rho_{Zr}^2 + q_{FZr1}\rho_{Zr}, & \rho_{Zr} > 0 \\ 0, & \rho_{Zr} \leq 0 \end{cases} \quad (2.25)$$

Die Verformung der Restfeder ρ_{Zr} ergibt sich aus der Fahrbahnunebenheit h_f und der vertikalen Gürtelbewegung z_b als:

$$\rho_{Zr} = h_f - z_b \quad (2.26)$$

Die Gesamtsteifigkeit des Reifens in der Vertikalrichtung verfügt über eine nichtlineare Eigenschaft (Radlast über Einfederung), welche durch die vertikale Seitenwandsteifigkeit c_{bz} nicht abgebildet werden kann. Die Restfeder hat die Aufgabe, zusammen mit c_{bz} diese nichtlineare Eigenschaft der statischen Verformung des Reifens in der Vertikalrichtung abzubilden. Die Vertikalsteifigkeit der Restfeder c_{CZ} ergibt sich aus der gesamten Vertikalsteifigkeit des Reifens C_{Fz} , die durch Steifigkeitsmessung (Kraft-Einfederung) bestimmt werden kann, und der vertikalen Seitenwandsteifigkeit c_{bz} als:

$$\frac{1}{C_{Fz}} = \frac{1}{c_{bz}} + \frac{1}{c_{Cz}} \quad (2.27)$$

Die Schlupfgeschwindigkeit der Kontaktmasse m_c lautet:

$$V_{csx} = (\dot{x}_c + V_F) - r_{dyn}\dot{\theta}_b = \dot{x}_c - r_{dyn}(\dot{\theta}_b - \Omega) \quad (2.28)$$

Und der Längsschlupf zwischen Reifen und Fahrbahn ergibt sich zu:

$$\lambda = \frac{-V_{csx}}{V_F} = \frac{r_{dyn}\dot{\theta}_b - \dot{x}_c - V_F}{V_F} \quad (2.29)$$

Für die Längsschlupf λ wird noch die folgende Differenzialgleichung erster Ordnung eingesetzt, um den verzögerten Kraftaufbau im Reifen-Fahrbahn-Kontakt bei transienten Anregungen abzubilden:

$$\sigma_c \frac{d\lambda}{dt} + |V_F|\lambda = -V_{csx} \quad (2.30)$$

wobei σ_c die Relaxationslänge bedeutet und ca. die Hälfte der Kontaktlänge beträgt.

Die übertragene Bremskraft zwischen der Kontaktmasse und der Fahrbahn F_{cx} wird hier als Funktion des Kraftschlussbeiwertes μ und der Radlast F_{cz} abgebildet, wobei der Kraftschlussbeiwert wieder eine Funktion des Bremschlupfes nach einer vorgegebenen μ -Schlupf-Kurve ist.

$$F_{cx} = \mu(\lambda) \cdot F_{cz} \quad (2.31)$$

Mit Berücksichtigung des Rollwiderstandes wird dessen Effekt als ein externes Moment abgebildet, das von der Fahrbahn auf den Reifengürtel wirkt [Zege98], [Schm04]. Der Rollwiderstandsbeiwert f_r nimmt mit steigender Fahrzeuggeschwindigkeit überproportional zu [Mits04]:

$$M_{cy} = -r_{dyn} f_r F_{cz} \quad (2.32)$$

$$f_r = q_{fr0} + q_{fr1} V_F + q_{fr4} V_F^4 \quad (2.33)$$

Die Bewegungsgleichung der anteiligen Fahrzeugmasse m_A lautet:

$$m_A \ddot{z}_A = F_{Aaz} + \Delta F_F \quad (2.34)$$

Die Bewegungsgleichungen der reifengefederten Masse m_a lauten:

$$m_a \ddot{x}_a = F_{abx} - F_{Aax} \quad (2.35)$$

$$m_a \ddot{z}_a = F_{abz} - F_{Aaz} \quad (2.36)$$

$$J_{ay} \ddot{\theta}_a = M_{aby} - M_{ay} \quad (2.37)$$

Die Bewegungsgleichungen der Reifengürtelmasse m_b lauten:

$$m_b \ddot{x}_b = F_{bcx} - F_{abx} \quad (2.38)$$

$$m_b \ddot{z}_b = F_{bcz} - F_{abz} \quad (2.39)$$

$$J_{by}\ddot{\theta}_b = M_{cy} + M_{bcy} - M_{aby} \quad (2.40)$$

Die Bewegungsgleichung der Kontaktmasse m_c lautet:

$$m_c\ddot{x}_c = F_{cx} - F_{bcx} \quad (2.41)$$

Erweiterung für Längsdynamik des Gesamtfahrzeugs

Wie bereits in Abschnitt 2.1.1 beschrieben, treten Kopplungseffekte zwischen der Längs- und Vertikaldynamik beim Bremsmanöver im Gesamtfahrzeug auf. Die Bremsmomentänderungen führen durch den Abstand zwischen der Radnabe und dem Längspol der Achse zu vertikalen Radträgerbeschleunigungen und damit zu bremsmomentinduzierten Radlastschwankungen.

Um diese Kopplungseffekte in diesem Berechnungsmodell abbilden zu können, soll das aufgebaute mechanische Ersatzmodell des Viertelfahrzeugs um die längsdynamische Eigenschaft des Gesamtfahrzeugs erweitert werden. Die Abbremsung des Gesamtfahrzeugs während der ABS-Bremsung ergibt sich wie folgt aus der gesamten Bremskraft der Vorder- und Hinterachse $F_{B,v} + F_{B,h}$ und dem Fahrzeuggewicht $m_{Fzg} \cdot g$:

$$z = \frac{-\ddot{x}_{Fzg}}{g} = \frac{F_{B,v} + F_{B,h}}{m_{Fzg} \cdot g} = \frac{(1 + DB) \cdot F_{B,v}}{m_{Fzg} \cdot g} \quad (2.42)$$

wobei $DB = F_{B,h}/F_{B,v}$ den Bremskraftverteilungskoeffizient darstellt und durch technische Daten der Vorder- und Hinterradbremse des Fahrzeugs bestimmt wird. Nach den technischen Daten der Bremsanlage des Beispielfahrzeugs für diese Analyse ergibt sich der Bremskraftverteilungsfaktor DB zu 0,44. Bei dieser Bremskraftverteilung überträgt die Vorderachse des Fahrzeugs ca. 70% der Gesamtbremskraft.

Wie in Abschnitt 2.1.1 vorgestellt, besteht ein Anteil der Radlastverlagerung ΔG_R , der, obwohl er auch auf den Aufbau wirkt, jedoch über die Lenker der Radaufhängung ohne Federbewegung an der Radaufhängung abgestützt wird. Dieser Anteil der Achslastverschiebung wird durch den prozentualen Bremsnickausgleich X beschrieben. Der verbleibende Anteil $(1 - X)$ der

Achslastverschiebung muss durch dynamische Kraftänderung der Aufbaufeder kompensiert werden und führt deshalb zur Nickbewegung des Aufbaus. Mit Berücksichtigung der Radlastverlagerung auf die Vorderachse nach Formeln (2.1), (2.42) und des Bremsnickausgleichs ergibt sich die dynamische Federkraft ΔF_F im Viertelfahrzeugmodell zu:

$$\begin{aligned}\Delta F_F &= \Delta G_R \cdot (1 - X) = \frac{1}{2} \cdot (1 + DB) \cdot F_{B,v} \cdot \frac{h}{l} \cdot (1 - X) \\ &= (1 + DB) \cdot (-F_{cx}) \cdot \frac{h}{l} \cdot (1 - X)\end{aligned}\quad (2.43)$$

Mit dieser Erweiterung des Viertelfahrzeugmodells um die längsdynamische Eigenschaft des Gesamtfahrzeugs ist die dynamische Radlaständerung ΔF_F nicht mehr eine unabhängige Eingangsgröße des Berechnungsmodells, sondern mit der durch das Bremsmoment erzeugten Umfangskraft im Reifenlatsch verbunden. Die Anzahl der unabhängigen Eingangsgrößen des Berechnungsmodells wird um eins reduziert. Nun dienen nur noch das Bremsmoment am Rad M_{ay} und die Fußpunkterregung der Fahrbahn w als Anregungsquelle für das Berechnungsmodell.

Linearisierung

Mit dem aufgebauten mechanischen Ersatzmodell ist das Übertragungsverhalten der Kraftübertragung im Reifen-Fahrbahn-Kontakt abzuleiten. Aufgrund der Reibwertabhängigkeit des Bremsschlupfes in Formel (2.31) und der nicht-linearen μ -Schlupf-Kurve sind die Bewegungsgleichungen aller bestehenden Massen ohne weitere Annahmen analytisch nicht lösbar. Um die Bewegungsgleichungen analytisch lösen zu können, wird das Viertelfahrzeugmodell um einen stationären Arbeitspunkt (λ_0, μ_0) mit der Steigerung C_λ auf der μ -Schlupf-Kurve linearisiert, wie in Abbildung 2.6 gezeigt. Die linearisierte Version aller Bewegungsgleichungen wird in A.1 dargestellt.

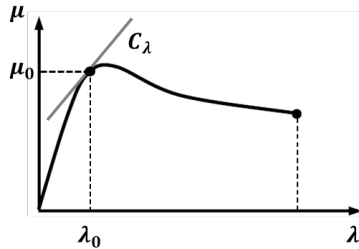


Abbildung 2.6: Linearisierung der μ -Schlupf-Kurve um einen stationären Arbeitspunkt

Der stationäre Arbeitspunkt und die stationäre Radlast sollen als zwei Randbedingungen für die Simulation vorgegeben werden. Im Folgenden werden ähnlich [Zhou12a] die Einflüsse der jeweiligen Anregungsquellen auf die Dynamik des Reifen-Fahrwerk-Systems bei verschiedenen stationären Arbeitspunkten im stabilen Bereich untersucht. Für den stabilen Bereich gilt:

$$C_\lambda \geq 0 \tag{2.44}$$

Wie in Abbildung 2.7 gezeigt, werden vier Punkte auf der quasi-stationären μ -Schlupf-Kurve, die vier stationären Arbeitspunkten (λ_1, μ_1) , (λ_2, μ_2) , (λ_3, μ_3) und (λ_4, μ_4) entsprechen, als Einflussfaktor für die folgende Analyse definiert.

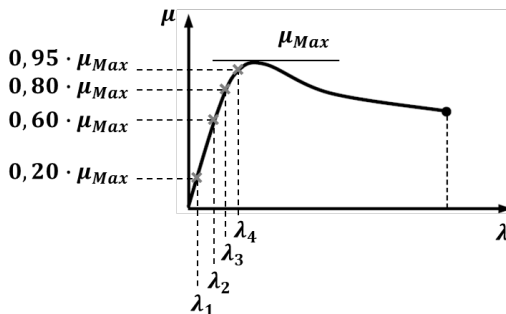


Abbildung 2.7: Stationäre Arbeitspunkte auf der μ -Schlupf-Kurve der theoretischen Analyse

2.2.3 Schwingungsformen

Abbildung 2.8 zeigt die ersten Eigenmoden eines unbelasteten Reifens mit fixierter Felge. Davon werden die ersten drei Moden manchmal als ‚In-Plane-Moden‘ bezeichnet. Die erste Mode ist die ‚in-Plane‘ Rotationsmode des Reifens um die Drehachse. Die zweite und dritte Eigenmode stellen sich als die Gürtelbewegungen des Reifens gegen die Felge in Längs- und Vertikalrichtung dar. Die Eigenfrequenzen der translatorischen Gürtelschwingformen in Längs- und Vertikalrichtung sind aufgrund der Achssymmetrie des Reifens identisch.

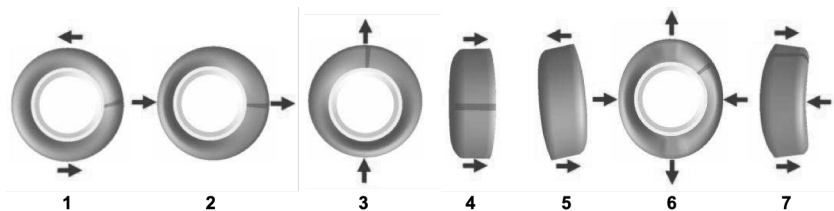


Abbildung 2.8: Eigenschwingformen eines unbelasteten Reifens mit fixierter Felge, in Anlehnung an [cos1]

Wird der Reifen an die Radaufhängung montiert und auf der Fahrbahn gefahren, unterscheiden sich die Schwingungsformen des Reifens von den in Abbildung 2.8 dargestellten. Im Prinzip spalten sich die jeweiligen Eigenmoden des unbelasteten Reifens in zwei unterschiedliche Schwingungsmoden, wenn der Reifen auf die Fahrbahn abgesetzt wird. Desweiteren besteht noch die Kopplung von Schwingungsformen von dem Reifen und der Achse [Schm04]. Im Rahmen der vorliegenden Arbeit werden jedoch nur diejenigen Schwingformen berücksichtigt, die am belasteten rollenden Reifen-Fahrwerk-System beim Bremsvorgang und bei einer Hindernisüberfahrt dominieren und sich daher besonders für eine Beschreibung des reifenspezifischen Übertragungsverhaltens eignen.

Das Übertragungsverhalten des Reifen-Fahrwerk-Systems bei transienter Bremsmoment- sowie Fahrbahnregung wird mit Hilfe des aufgebauten Berechnungsmodells und des Bode-Diagramms untersucht. Als Betriebsbedingung beträgt hier die Radlast 2845 N und die Geschwindigkeit 60 km/h. In Abbildung 2.9, Abbildung 2.10 und Abbildung 2.11 werden jeweils die Übertragungsfunktionen der Radnabe in Längs-, Vertikal- und Drehrichtung bei transienter Bremsmomentänderung und Fußpunkterregung ohne stationäres Bremsmoment dargestellt.

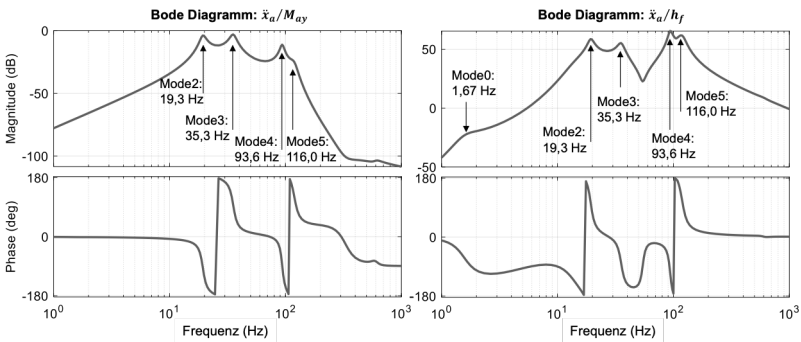


Abbildung 2.9: Bode-Diagramme der bremsmoment- und fahrbahnunebenheitshöheninduzierten Längsbeschleunigungen an der Radnabe

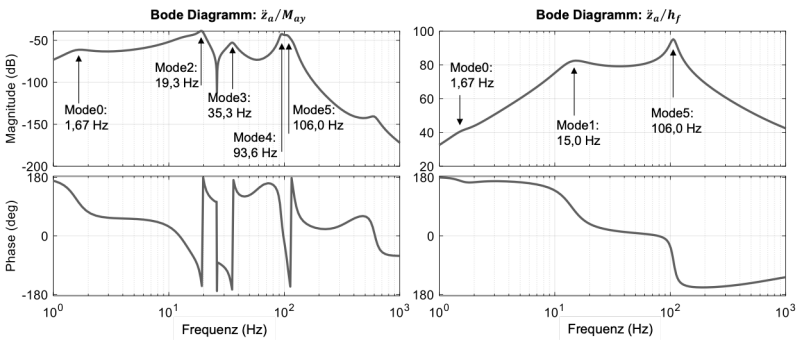


Abbildung 2.10: Bode-Diagramme der bremsmoment- und fahrbahnunebenheitshöheninduzierten Vertikalbeschleunigungen an der Radnabe

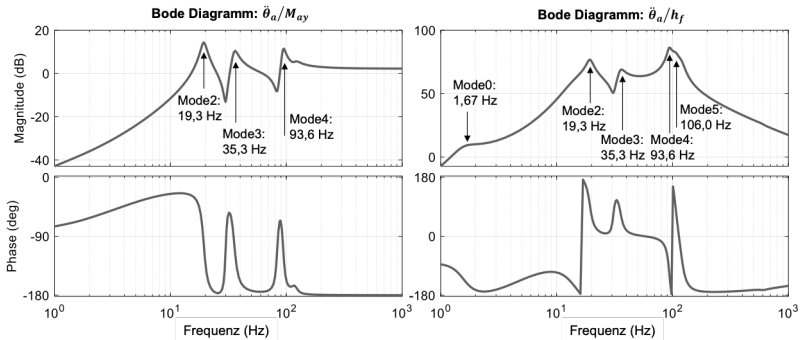


Abbildung 2.11: Bode-Diagramme der bremsmoment- und fahrbahnunebenheitshöheninduzierten Drehbeschleunigungen an der Radnabe

Im Frequenzbereich bis zu 150 Hz sind insgesamt sechs Schwingungsmoden des Viertelfahrzeugs in der X-Z-Ebene zu finden, die nach zunehmender Resonanzfrequenz von 0 bis 5 nummeriert werden. Abbildung 2.12 stellt die jeweiligen Schwingungsmoden und deren Frequenzen dar.

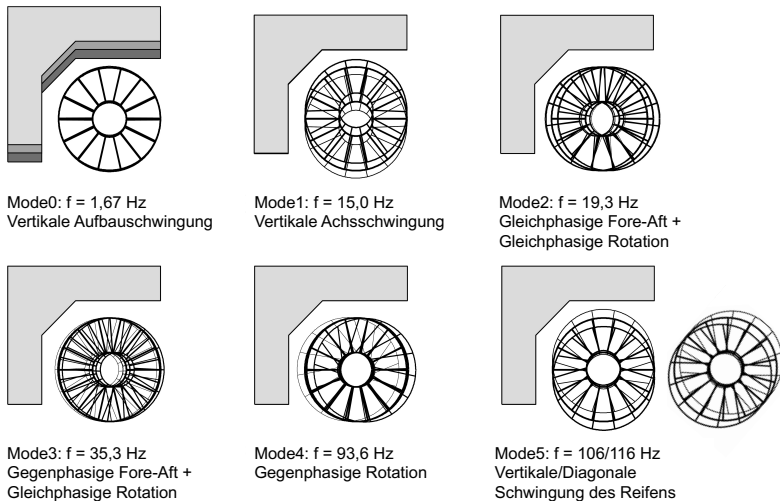


Abbildung 2.12: Eigenschwingungsmoden des Viertelfahrzeugs, ähnlich [Schm04]

Die nullte Mode (Mode0: 1,67 Hz) zeigt die vertikale Aufbauschiwingung an, welche sowohl durch die Bremsmomentänderung als auch die Fahrbahnanregung angeregt werden kann. Die erste Mode (Mode1: 15,0 Hz) des Reifen-Fahrwerk-Systems ist die vertikale Achsschiwingung (engl. Wheel-Hop). Bei den zweiten und dritten Moden (Mode2: 19,3 Hz und Mode3: 35,3 Hz) handelt es sich um die Kopplung der Fore-After Mode der Achse und der gleichphasige Torsionsmode des Reifens. Die gleichphasige Torsionsmode des Reifens stellt die Rotationsschiwingung dar, bei der die an die Radnabe gekoppelten Massenträgheiten und die Massenträgheit des Reifengürtels auf der Torsionssteifigkeit des Reifens gleichphasig um die Drehachse schwingen und sich in der Kontaktzone am Untergrund abstützen. Aus dieser Kopplung ergibt sich zum einen die Mode2 als die gleichphasige Kopplung und zum anderen die Mode3 als die gegenphasige Kopplung der longitudinalen Achsschiwingung und der gleichphasige Torsionsmode des Reifens. Die vierte Mode (Mode4: 93,6 Hz) ist die gegenphasige Torsionsmode des Reifens, welche die Rotationsschiwingung des Reifens bezeichnet, bei der die an die Radnabe gekoppelten Massenträgheiten und die Massenträgheit des Reifengürtels gegenphasig aufgrund der Torsionssteifigkeit des Reifens um die Drehachse schwingen. Die letzte Mode zeigt die Bewegung des Reifengürtels. [Schme04] hat nur die vertikale Schwiwingung des Reifens für diese Bewegung genannt. In [Kerc08] gehört neben der vertikalen Schwiwingung auch noch eine diagonale Schwiwingung des Reifens zu dieser Bewegung des Reifengürtels. Die in Abbildung 2.11 dargestellte Mode5 mit zwei unterschiedlichen Frequenzen (Mode5: 106 Hz in der Vertikalrichtung und 116 Hz in der Längsrichtung) entsprechen den Ergebnissen in [Kerc08].

2.2.4 Einfluss des stationären Bremsmomentes

Abbildung 2.13 stellt das Übertragungsverhalten von Bremsmomentänderung und Fahrbahnunebenheit auf die Längs-, Vertikal- und Drehbeschleunigung der Radnabe bei verschiedenen stationären Arbeitspunkten gemäß Abbildung 2.7 in Bode-Diagrammen dar.

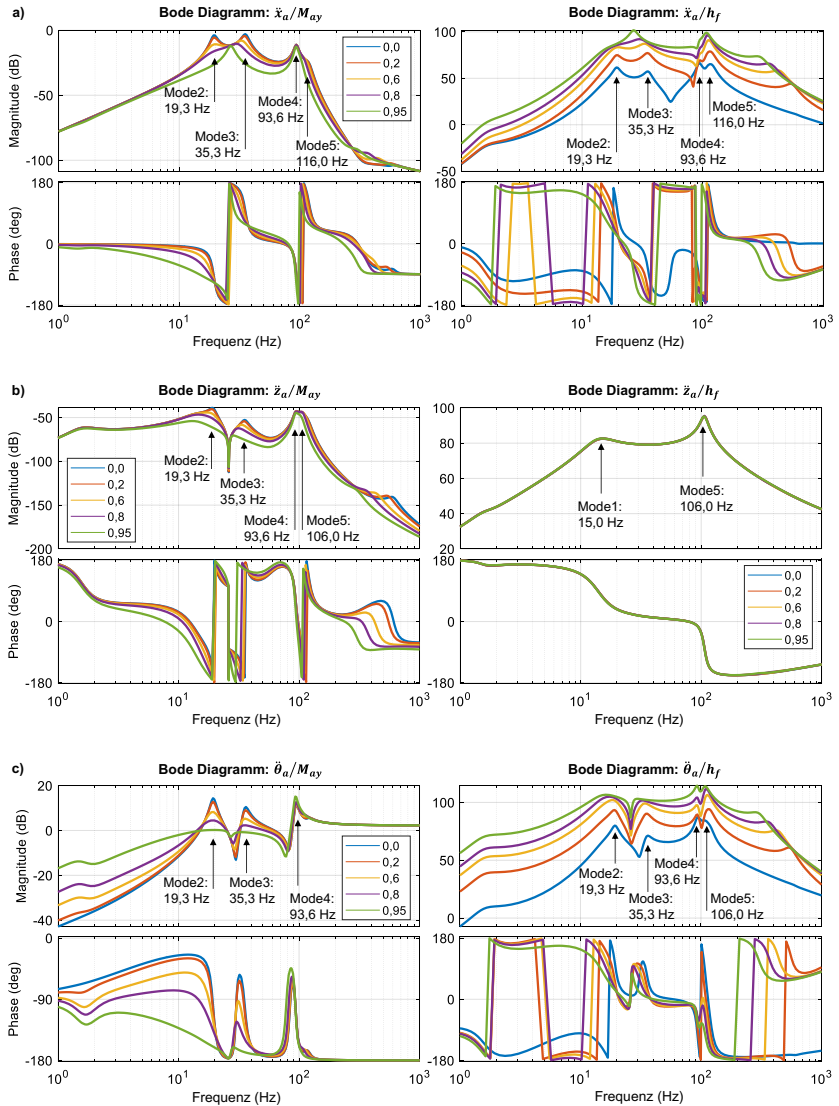


Abbildung 2.13: Bode-Diagramme der bremsmoment- (links) und fahrbahninduzierten (rechts) a) Längs-, b) Vertikal- und c) Drehbeschleunigung der Radnabe bei verschiedenen stationären Arbeitspunkten

Es ist zu beobachten, dass durch die transiente Bremsmomentänderung und Fußpunkterregung verschiedene Schwingungsmoden des Reifen-Fahrwerk-Systems deutlich angeregt werden können. Außerdem verändern sich die Resonanzen der jeweiligen angeregten Schwingungsmoden mit zunehmendem stationärem Bremsmoment.

Aufgrund der gekoppelten Längs- und Vertikaldynamik innerhalb des Viertel-fahrzeugs sind bei den Übertragungsfunktionen bei Bremsmomentänderung insgesamt vier Schwingungsmoden des Reifen-Fahrwerk-Systems sowohl in der Längs- und Drehrichtung als auch in der Vertikalrichtung zu beobachten. Sie sind: die gleich- und gegenphasige Kopplung der Fore-After-Mode der Achse und der nullten Rotationsmode des Rades (Mode2: 19,3 Hz und Mode3: 35,3 Hz), die gegenphasige Rotationsmode des Rades (Mode4: 93,6 Hz) und die erste Diagonalmode des Reifens (Mode5: 116 Hz). Mit zunehmendem stationärem Bremsmoment verringern sich die Magnituden der Übertragungsfunktionen der zweiten und dritten Schwingungsmoden (Mode2 und Mode3) in allen drei Richtungen. Beim höchsten stationären Bremsmoment ($\mu = 0,95 \cdot \mu_{max}$) sind die beiden Moden in der Längsrichtung völlig zu einer gemeinsamen Resonanz mit einer Frequenz von 26,7 Hz gekoppelt. Gleichzeitig sind jedoch keine Resonanzen mehr für die beiden Moden in der Vertikal- und Drehrichtung zu erkennen. Die Reduzierung der Magnituden der ersten zwei Resonanzen, die sich auf das Massenträgheitsmoment des Reifen-Fahrwerk-Systems in der Längs- und Drehrichtung beziehen, ergibt sich aus der Absenkung der Schlupfsteifigkeit entlang der μ -Schlupf-Kurve mit zunehmendem stationärem Bremsmoment bei konstanter Radlast. Bei der gleichen Bremsmomentänderung am Rad wird die Schlupfsteifigkeit beim zunehmenden Bremsmoment abgesenkt. Dadurch reduzieren sich die Magnituden der Übertragungsfunktion beider Schwingungsmoden. Die gegenphasige Rotationsmode des Reifens (Mode4) bleibt fast unverändert bei allen stationären Bremsmomenten in der Längs- und Vertikalrichtung. In der Drehrichtung ist die Magnitude dieser Resonanz leicht erhöht mit zunehmendem stationärem Bremsmoment. Im Gegensatz dazu ist die erste diagonale und vertikale Mode des Reifens (Mode5: 106/116 Hz) mit zunehmendem stationärem Bremsmoment deutlich schwächer geworden. Beim höchsten stationären Bremsmoment ist

die Resonanz dieser Mode weder in der Längsrichtung noch in der Vertikalrichtung zu sehen. Die theoretische Analyse des Übertragungsverhaltens der bremsmomentinduzierten Beschleunigungen bei verschiedenen stationären Arbeitspunkten führt zur Schlussfolgerung, dass das stationäre Bremsmoment einen abschwächenden Effekt auf die bremsmomentinduzierte Längs- und Vertikalbeschleunigungen der Radnabe sowie die Drehbeschleunigung des Rades bezüglich der Schwingungseigenschaften hat. Mit zunehmendem stationärem Bremsmoment am Rad verringern sich die Magnituden von drei der vier Schwingungsmoden in allen drei Richtungen, während die restliche Mode fast unverändert bleibt.

Bei den Übertragungsfunktionen bei Fahrbahnunebenheit sind alle fünf Schwingungsmoden des Reifen-Fahrwerk-Systems zu beobachten. Die Längs- und Vertikaldynamik stellt sich bezüglich der Resonanzen in der Längs- und Vertikalbeschleunigung entkoppelt dar. In der Längs- und Drehrichtung werden die gleich- und gegenphasige Kopplung der Fore-After-Mode der Achse und der nullten Rotationsmode des Rades (Mode2: 19,3 Hz und Mode3: 35,3 Hz), die gegenphasige Rotationsmode des Rades (Mode4: 93,6 Hz) und die erste Diagonalmode des Reifens (Mode5: 116 Hz) durch die Fußpunkterregung angeregt. In beiden Richtungen vergrößern sich die Resonanzmagnituden aller vier Schwingungsmoden deutlich mit zunehmendem stationärem Bremsmoment. Ähnlich dem Fall bei der Bremsmomentänderung tendieren die ersten und zweiten Moden in der Längsrichtung zu einer gemeinsamen Resonanz, jedoch erhöhen sich die Magnituden der jeweiligen Schwingungsmoden deutlich mit zunehmendem stationärem Bremsmoment. Beim höchsten stationären Bremsmoment ($\mu = 0,95 \cdot \mu_{max}$) sind die beiden Moden in der Längsrichtung völlig zu einer gemeinsamen Resonanz mit der Frequenz von 26,7 Hz gekoppelt. Im Vergleich zueinander verstärkt sich die erste Diagonalmode des Reifens (Mode5: 116 Hz) mit zunehmendem stationärem Bremsmoment in der Längsrichtung und schwächt sich die gegenphasige Rotationsmode des Reifens (Mode4: 93,6 Hz) ab. Desweiteren nimmt die Resonanzfrequenz der fünften Mode (Mode5: 116 Hz) mit zunehmendem stationärem Bremsmoment leicht ab. In der Drehrichtung bleiben alle vier Moden mit zunehmendem stationärem Bremsmoment deutlich separat angeregt. Die Resonanzmagnituden

aller vier Schwingungsmoden vergrößern sich deutlich mit zunehmendem stationärem Bremsmoment. Je höher das stationäre Bremsmoment ist, desto größer sind die Dämpfungen der zweiten und dritten Moden (Mode2: 19,3 Hz und Mode3: 35,3 Hz). Wie in der Längsrichtung zu sehen ist, verschiebt sich die Resonanz der fünften Mode (Mode5: 116 Hz) leicht in die Richtung kleinerer Frequenz mit zunehmendem stationärem Bremsmoment. In der Vertikalrichtung sind die Resonanzen der vertikalen Achsschwingung (Mode1: 15,0 Hz) und der ersten Vertikalmode des Reifens (Mode5: 106 Hz) deutlich zu erkennen. Die beiden Moden bleiben mit zunehmendem stationärem Bremsmoment unverändert. Das zeigt an, dass das stationäre Bremsmoment kaum Einfluss auf die fahrbahninduzierten Vertikalbeschleunigungen der Radnabe hat. Die signifikante Erhöhung der Resonanzmagnituden aller vier Schwingungsmoden in der Längs- und Drehrichtung könnten auf die folgenden zwei Gründe zurückzuführen sein. Der erste Grund ist nach [Reul11] das Trägheitsmoment des Rades. Niederfrequente Radlaständerungen führen mit dem aktuell wirksamen Reibwert zu einer Beschleunigung des Rades in Umfangsrichtung und damit zu Schlupfänderungen. Mit der Schlupfänderung stellen sich ein neuer Reibwert und damit ein neuer Arbeitspunkt ein. Bei einer schnellen bzw. 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, welche zur Anregung der Schwingungsmoden führen. Der zweite Grund könnte nach [Zhou12a] auf die Änderung des effektiven Bremsschlupfes zwischen Reifen und Fahrbahn zurückzuführen sein. Mit zunehmendem stationärem Bremsmoment am Rad wird das freie Rollen des Rades immer mehr beschränkt. Die Gummielemente zwischen Reifen und Fahrbahn befinden sich in einem Zustand zwischen Deformieren und Gleiten. Die durch die Fahrbahnunebenheit angeregte longitudinale Bewegung des Radmittelpunktes ist nicht in der Lage, das Rad frei nach vorne und hinten rollend zu verlagern. Der effektive Schlupf zwischen Reifen und Fahrbahn kann sich durch die beschränkte longitudinale Bewegung des Radmittelpunktes beim Bremsen ändern und daraus entsteht die zusätzliche Bremskraftänderung im Reifen-Fahrbahn-Kontakt, welche zur Anregung der Schwingungsmoden führen. Die theoretische Analyse des Übertragungsverhaltens der fahrbahninduzierten Beschleunigungen bei verschiedenen stationären Arbeitspunkten führt zur

Schlussfolgerung, dass das stationäre Bremsmoment einerseits einen abschwächenden Effekt auf die bremsmomentinduzierten Längs- und Vertikalbeschleunigungen der Radnabe sowie die Drehbeschleunigung des Rades bezüglich der Schwingungseigenschaften hat. Mit zunehmendem stationärem Bremsmoment am Rad verkleinern sich die Achs- und Reifenschwingungen in allen drei Richtungen und insbesondere im niedrigen Frequenzbereich. Andererseits hat das stationäre Bremsmoment einen negativen Effekt auf die fahrbahninduzierten Längs- und Drehbeschleunigungen an der Radnabe bezüglich der Schwingungseigenschaften. Mit zunehmendem stationärem Bremsmoment am Rad vergrößern sich die Achs- und Reifenschwingungen in der Längs- und Drehrichtung signifikant, während die vertikale Achs- und Reifenschwingung fast unverändert bleibt.

Die in diesem Abschnitt gegebenen Schlussfolgerungen sind in Kapitel 6 durch experimentelle Untersuchung zu überprüfen.

2.3 Optimierung der ABS-Regelung

Nach der theoretischen Analyse des dynamischen Verhaltens des Reifen-Fahrwerk-Systems bei Brems- und Fahrbahnanregung ist klar geworden, dass die Reifen- und Radaufhängungsdynamik während des Bremsvorgangs sowohl durch Bremsmomentänderung als auch durch Fahrbahnunebenheiten unter Einfluss des stationären Bremsmomentes angeregt wird, was zu Schlupf- und deshalb Bremskraftschwankungen beitragen kann. Es bestehen daher prinzipiell drei Möglichkeiten, die Schlupfchwankungen zu reduzieren und eine weitere Ausnutzung der Verbesserungspotenziale am ABS-Bremssystem zu erreichen. Die Optimierung der ABS-Bremmung kann erreicht werden, wenn erstens die Kinematik/Elastokinetik und Schwingungseigenschaften des Reifen-Fahrwerk-Systems und zweitens die mechanischen Eigenschaften und das Rechenpotenzial des ABS-Bremssystems verbessert werden. Es wäre aber auch möglich, die dynamische Anregung des Reifen-Fahrwerk-Systems in der Entwicklung des ABS-Bremssystems zu berücksichtigen und deren Einflüsse durch optimierte Berechnungs- sowie Regelungsmethoden innerhalb des ABS-

Reglers zu minimieren. In diesem Abschnitt werden ausgehend von der allgemeinen Funktionsweise des ABS-Bremssystems die Optimierungsmöglichkeiten der ABS-Regelung mit Berücksichtigung des dynamischen Verhaltens des Reifen-Fahrwerk-Systems analysiert. Die Funktionsweise des ABS-Bremssystems selbst ist in der Fachliteratur bereits ausführlich erklärt und daher wird für weitere Informationen auf [Leib84], [Burc93], [Iser06] und [Breu12] verwiesen.

2.3.1 ABS-Regelkreis

Nach [Reif10] besteht der ABS-Regelkreis aus der Regelstrecke, den Störgrößen im Regelkreis, dem Regler, den Regelgrößen, der Führungsgröße und der Stellgröße, wie in Abbildung 2.14 dargestellt.

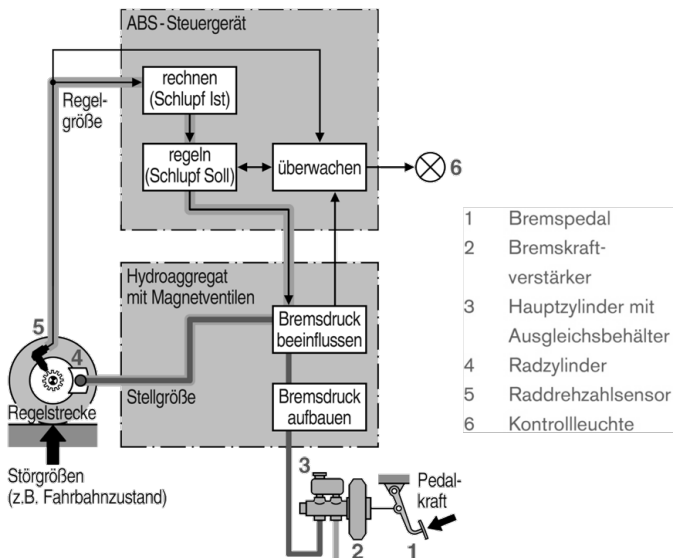


Abbildung 2.14: ABS-Regelkreis, nach [Reif10]

Die Regelstrecke setzt sich aus dem Fahrzeug mit Radbremse, dem Rad und der Interaktion zwischen Reifen und Fahrbahn zusammen [Reif10]. Die Dynamik der Regelstrecke bildet die Regelgröße für das ABS-Steuergerät ab. Aber die Datenverarbeitung im ABS-Steuergerät geht von einer vereinfachten Regelstrecke aus, die ein gebremstes Rad, eine diesem Rad zugeordnete Fahrzeugmasse, die Radbremse und, stellvertretend für die Reibpaarung aus Reifen und Fahrbahn, eine idealisierte Kraftschlusskurve einschließt [Reif10]. Diese Regelstrecke bildet nur die Dynamik des gebremsten Rades nach, welche durch das folgende mechanische Ersatzmodell in Abbildung 2.15 a) dargestellt werden kann [Leib84]. Es wird eine idealisierte μ_B -Schlupf-Kurve angenommen, die durch einen linearen Anstieg (Steigung $\kappa = \mu_{BM}/\lambda_k$) im stabilen Gebiet ($\lambda < \lambda_k$) und einen konstanten Betrag μ_{BM} im instabilen Gebiet ($\lambda \geq \lambda_k$) gekennzeichnet ist,

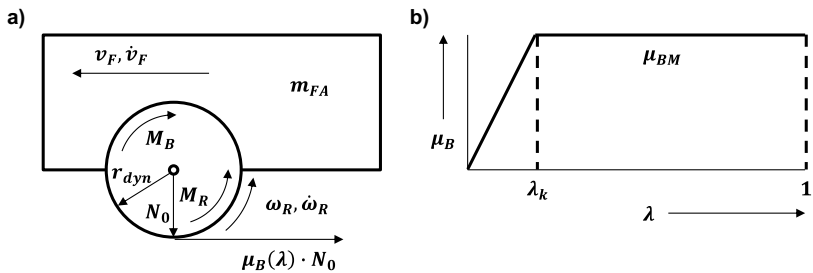


Abbildung 2.15: a) Mechanisches Ersatzmodell der Regelstrecke für ein Rad mit anteiliger Fahrzeugmasse; b) Idealisierter Verlauf des Bremskraftbeiwertes μ_B über dem Bremsschlupf λ , nach [Leib84]

Unter diesen idealisierenden Annahmen kann das Bewegungsverhalten des mechanischen Ersatzmodells durch das folgende Gleichungssystem beschrieben werden:

$$M_R = \mu_B(\lambda) \cdot r_{dyn} \cdot N_0 \quad (2.45)$$

$$J_R \cdot \dot{\omega}_R = M_R - M_B \quad (2.46)$$

$$\mu_B(\lambda) = \begin{cases} \kappa\lambda, & \lambda < \lambda_k \\ \mu_{BM}, & \lambda \geq \lambda_k \end{cases} \quad (2.47)$$

$$\lambda = 1 - \frac{\omega_R \cdot r_{dyn}}{v_F} \quad (2.48)$$

$$m_{FA} \cdot g = N_0 \quad (2.49)$$

$$m_{FA} \cdot \dot{v}_F = -\mu_B(\lambda) \cdot N_0 \quad (2.50)$$

Die Radlast N_0 wird als konstant angenommen, so dass für das Fahrbahnreibungsmoment M_R die Beziehung nach Formel (2.45) gilt.

Die Regelstrecke ist stets Störgrößen im Regelkreis ausgesetzt, die die Dynamik in der Regelstrecke beeinflussen und in der Regelgröße Ungenauigkeiten hervorrufen. Nach Literaturangaben sind die folgenden Störgrößen im Regelkreis zu erkennen:

- Änderungen des Kraftschlusses zwischen Reifen und Fahrbahn wegen unterschiedlicher Fahrbahnoberflächen und durch Veränderung der Radlasten,
- Fahrbahnunebenheiten, die Rad- und Achsschwingungen verursachen,
- Ungleichförmigkeiten der Reifen,
- Änderungen des Reifens wie z. B. geringer Reifendruck, abgefahrenes Profil, unterschiedliche Radumfänge,
- Änderungen der Bremse wie z. B. Hysterese und Fading der Bremse, sowie unterschiedliche Drücke im Hauptbremszylinder für die beiden Bremskreise,
- Aufbauinduzierte Radlastschwankung (Nicken, Heben)

In der Regelung arbeitet das ABS-Steuergerät mit den Raddrehzahlsensoren zusammen. Das elektronische Steuergerät empfängt die Drehzahlssignale, formt sie in die Regelgrößen um und leitet mit Hilfe logischer Prozesse die Stellbefehle zur Erregung der Magnetventile im Hydroaggregat ab [Leib84]. Die Regelgrößen können durch die Raddrehzahl und daraus abgeleitet die

Radumfangsverzögerung/-beschleunigung sowie durch den Bremsschlupf dargestellt werden. Die Auswahl geeigneter Regelgrößen ist für die Regelgüte sehr wichtig. Wird beispielsweise der Bremsschlupf als die Regelgröße angenommen, ist dann das Ziel dieses Regelkreises stets, den Bremsschlupf („Schlupf Ist“ in Abbildung 2.14) auf den Sollschlupf („Schlupf Soll“ in Abbildung 2.14) zu regeln und die Abweichungen zwischen denen zu minimieren. Hierbei ist der Sollschlupf, auf den die Regelgröße gebracht werden soll, die Führungsgröße im Regelkreis. Kommen die Stellbefehle an dem Hydroaggregat an, wird der Bremsdruck im Radzylinder entsprechend geändert. Somit ist der Bremsdruck in den Radzylindern, der im Hydroaggregat eingestellt wird, die Stellgröße im Regelkreis.

2.3.2 Bremsschlupfregler

Wird der Bremsschlupf als Regelgröße angenommen, wird der Regler im ABS-Regelkreis als Bremsschlupfregler bezeichnet. Der Bremsschlupfregler wird in heutigen ABS/ESP-Serienprodukten unterlagert. Die Struktur des beim Bosch-ESP8/ABS8 unterlagerten Bremsschlupfreglers, der bei einer Vollbremsung auch ABS-Regler genannt wird, wird in Abbildung 2.16 in einem vereinfachten Blockschaltbild gezeigt.

Im Folgenden wird der Regelalgorithmus dieses Bremsschlupfreglers vorgestellt. Die hier wiedergegebenen Grundlagen sind, wenn nicht anders gekennzeichnet, aus [Iser06] und [Breu12] entnommen.

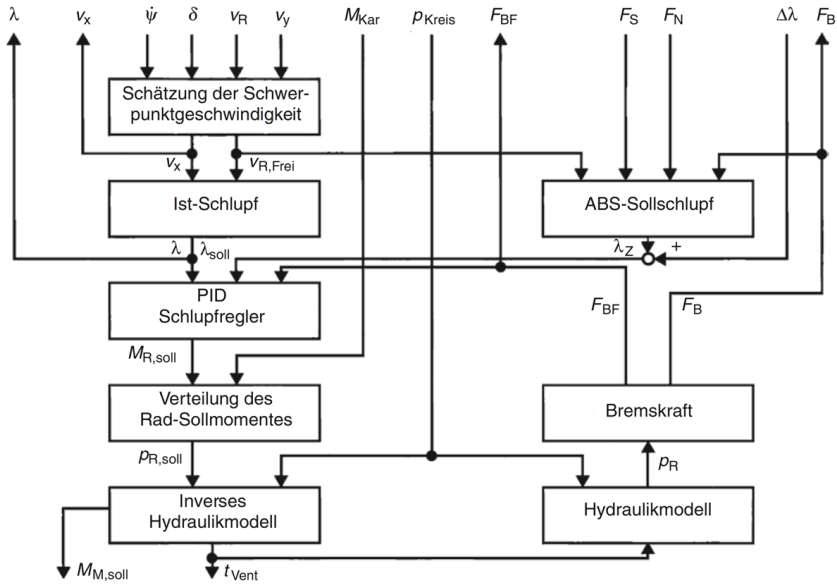


Abbildung 2.16: Blockschaltbild des Bremsschlupfreglers mit den wichtigsten Modulen und ihren Ein- und Ausgangsgrößen, nach [Breu12], [Iser06]

Für die Regelung des Radschlupfes auf einen vorgegebenen Sollwert λ_{Soll} (siehe Gleichung (2.58)) muss der aktuelle Schlupf, der in Abbildung 2.16 als Ist-Schlupf genannt wird, bekannt sein. Da die Längsgeschwindigkeit des Fahrzeugs bzw. die freierollende Radgeschwindigkeit, die für die Berechnung von Ist-Schlupf notwendig ist, nicht gemessen wird, muss die in Abbildung 2.17 dargestellte Anpassungsphase eingesetzt werden, um diese aus den gemessenen Radgeschwindigkeiten zu bestimmen. Dazu werden während einer ABS-Regelung einzelne Räder kurz „unterbrems“, das heißt, die Schlupfregelung wird unterbrochen und das aktuelle Radbremsmoment definiert abgesenkt und kurze Zeit konstant gehalten.

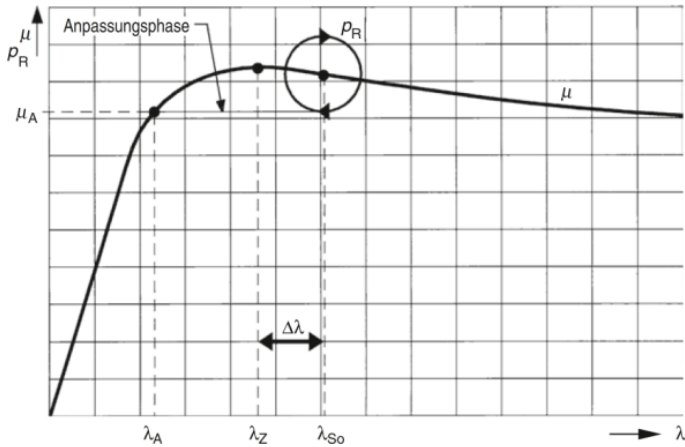


Abbildung 2.17: Anpassungsphase während einer Bremsschlupfregelung zur Bestimmung der frei rollenden Radgeschwindigkeit, nach [Breu12], [Iser06]

Es wird angenommen, dass das Rad während dieser Zeit (Index A) noch im stabilen Bereich der μ -Schlupf-Kurve bleibt (Punkt λ_A, μ_A). Die freirollende (ungebremte) Radumfangsgeschwindigkeit $v_{R, frei}$ lässt sich aus der momentanen Bremskraft $F_{B,A}$ (siehe Gleichung (2.53)) und der dimensionslosen Schlupfsteifigkeit C_λ bestimmen.

$$\mu_A = \frac{F_{B,A}}{F_N} = C_\lambda \cdot \lambda_A = C_\lambda \cdot \frac{v_{R, frei} - v_{R,A}}{v_{R, frei}} \quad (2.51)$$

$$v_{R, frei} = v_{R,A} \cdot \frac{C_\lambda}{C_\lambda - \frac{F_{B,A}}{F_N}} \quad (2.52)$$

Die Transformation der im Radkoordinatensystem bestimmte freirollende Radgeschwindigkeit $v_{R, frei,A}$ über die Giergeschwindigkeit, den Lenkwinkel, die Quergeschwindigkeit und die Fahrzeuggeometrie in den Schwerpunkt erzeugt den „Messwert“ für die Schätzung der Schwerpunktgeschwindigkeit in Längsrichtung. Mit Hilfe eines Kalmanfilters wird die Schwerpunktgeschwin-

digkeit in Längsrichtung gefiltert und anschließend auf die vier Radmittelpunkte zurücktransformiert, um die freierollenden Radgeschwindigkeiten aller vier Räder zu erhalten. Somit kann für die geregelten Räder der Schlupf berechnet werden.

Durch das Momentengleichgewicht am Rad lässt sich bei bekanntem Radbremsdruck, Kardanmoment und den gemessenen Radgeschwindigkeiten die aktuelle und die stationäre Bremskraft bestimmen:

$$F_B = c_p \cdot \frac{p_R}{r_{dyn}} - \frac{M_{Kar}}{2 \cdot r_{dyn}} + \frac{J_R}{r_{dyn}^2} \cdot \dot{v}_R \quad (2.53)$$

wobei c_p der Bremsenkennwert, p_R der Radbremszylinderdruck, r_{dyn} der dynamische Rollhalbmesser, M_{Kar} das Kardanmoment, J_R das Radträgheitsmoment und v_R die Radumfangsgeschwindigkeit ist. Die tiefpassgefilterte Bremskraft stellt sich als die Bezugsgröße des PID-Reglers.

$$T_1 \cdot \dot{F}_{BF} + F_{BF} = F_B \quad (2.54)$$

wobei T_1 die Zeitkonstante des Filters bedeutet.

Auf Basis dieser stationären Bremskraft F_{BF} sowie der Schlupfregelabweichung wird das Sollmoment am Rad $M_{R,Soll}$ über ein PID-Regelgesetz berechnet.

$$\begin{aligned} M_{R,Soll} = & F_{BF} \cdot r_{dyn} - \frac{J_R}{r_{dyn}} \cdot (1 - \lambda) \cdot \dot{v}_{R,Freei} + K_P \\ & \cdot (\lambda_{Soll} - \lambda) \cdot r_{dyn} + K_D \cdot (\dot{v}_R - \dot{v}_{R,Freei}) \\ & \cdot \frac{J_R}{r_{dyn}} + K_I \cdot c_p \cdot \text{SUM}\{(\lambda_{Soll} - \lambda) \cdot T\} \end{aligned} \quad (2.55)$$

wobei die stationäre Bremskraft F_{BF} den Arbeitspunkt bildet, K_P , K_D und K_I die Verstärkungsfaktoren der P-, I- und D-Anteile des Reglers sind und SUM das Integral darstellt.

Das Radsollmoment muss durch den Bremsdruck eingestellt werden.

$$p_{R,Soll} = \frac{M_{R,Soll} + M_{Kar}/2}{c_p} \quad (2.56)$$

Der vom Regler geforderte Solldruck in den Radbremszylindern wird über die Brems hydraulik und die zugehörige Ventilansteuerzeit eingestellt. Formel (2.57) stellt vereinfacht dar, wie die gewünschte Ventilansteuerzeit mit einem inversen Hydraulikmodell, welches im Wesentlichen aus dem Bernoulli-Ansatz für inkompressible Medien und einer Druckvolumenkennlinie der Radbremse besteht und dessen Parameter vorab bestimmt und im Regler abgelegt werden, berechnet.

$$t_{vent} = \frac{p_{R,Soll} - p_R}{(X_1 + X_2 \cdot p_R) \cdot \sqrt{|p_{Kreis} - p_R|}} \quad (2.57)$$

$t_{vent} > 0$: Druckaufbau,

$t_{vent} = 0$: Druckhalten

$t_{vent} < 0$: Druckabbau

wobei t_{vent} die Ventilansteuerzeit ist, X_1 und X_2 Bremsenparameter sind, welche die Druck-Volumenkennlinie der Radbremse beschreiben, und p_{Kreis} der Druck vor dem Einlassventil (bei Druckaufbau) oder der Druck hinter dem Auslassventil (bei Druckabbau) ist.

Der für die ABS-Funktion einzustellende Schlupf wird Zielschlupf λ_z genannt und wird im Schlupfregler abhängig vom resultierenden maximalen Kraftschlussbeiwert der Fahrbahn μ_{res} mitbestimmt. Aus dem Zielschlupf λ_z und der vom Fahrdynamikregler vorgegebenen Schlupfänderung $\Delta\lambda$ errechnet der Schlupfregler den einzustellenden Sollschlupf, welcher im Gegensatz zum Zielschlupf die Raddynamik berücksichtigt.

$$\lambda_{soll} = \lambda_z + \Delta\lambda \quad (2.58)$$

2.3.3 Optimierungsmöglichkeit der ABS-Regelung

Nach [Reif10] müssen Leistungsfähige ABS-Systeme einige Kriterien zur Regelgüte erfüllen. Dabei sind die folgenden, im Rahmen der vorliegenden Arbeit zu implimentierenden Untersuchungen von Bedeutung:

- Bremswegverkürzungen gegenüber Blockierbremsungen durch optimale Ausnutzung des Kraftschlusses zwischen Reifen und Fahrbahn,
- Gewährleistung kleiner Regelamplituden des Bremsmomentes zur Vermeidung von Fahrwerkschwingungen

Die Regelgüte des in Abbildung 2.14 dargestellten Regelkreises wird im Wesentlichen durch die Komponenten und die zwischen denen übertragenen Größen im Regelkreis bestimmt. Eine Optimierung der Regelgüte bedingt daher auch eine Optimierung aller an der Regelung beteiligten Subsysteme. Im Folgenden werden die Optimierungsmöglichkeiten bzw. die zu realisierenden Verbesserungskonzepte auf der Grundlage eines allgemeinen ABS-Regelkreises hinsichtlich der Regelstrecke und des Bremsschlupfreglers inklusiv der übertragenen Größen mit Berücksichtigung der im Abschnitt 2.2 dargestellten Einflussgrößen des Reifen-Fahrwerk-Systems analysiert.

Regelstrecke

Die Regelstrecke im allgemeinen ABS-Regelkreis, deren Dynamik durch das mechanische Ersatzmodell in Abbildung 2.15 abgebildet wird, hat nur die beiden Freiheitsgrade der Drehung des Rades um seine Achse und der Translation der anteiligen Fahrzeugmasse in Fahrtrichtung. Somit können die Reifen- und Radaufhängungsdynamik durch diese Regelstrecke nicht abgebildet werden. Um die Reifen- und Radaufhängungsdynamik in der ABS-Regelung zu berücksichtigen, soll die Regelstrecke als Reifen-Fahrwerk-System mit mehr Freiheitsgraden des Reifens und der Radaufhängung betrachtet werden. Zu diesem Zweck lässt sich beispielsweise das mechanische Ersatzmodell des Viertelfahrzeugs in Abbildung 2.5 einsetzen. Nach dieser Modellvorstellung hat dann die anteilige Fahrzeugaufbaumasse einen Freiheitsgrad in der Vertikalrichtung, die reifengefederte Masse drei Freiheitsgrade jeweils in der Längs-, Vertikal- und Drehrichtung, der Reifengürtel drei Freiheitsgrade auch

in der Längs-, Vertikal- und Drehrichtung und die Kontaktmasse einen Freiheitsgrad in der Tangentialrichtung. Wie in Abschnitt 2.2 analysiert, lässt sich das Schwingungsverhalten innerhalb des Reifen-Fahrwerk-Systems aufgrund der fünf Eigenschwingungsmoden abbilden.

Wie in der allgemeinen Regelstrecke der Drehzahlsensor die beiden Freiheitsgrade um die Drehachse misst, wird auch geeignete Sensorik benötigt, um die abzubildende Dynamik zu erfassen. Unter den Freiheitsgraden im Reifen-Fahrwerk-System ist z. B. der Einsatz von Beschleunigungsaufnehmern am Radträger leicht realisierbar, aber einige Freiheitsgrade sind sehr schwer direkt zu messen, wie z. B. die Freiheitsgrade des Reifengürtels. Um dieses Problem zu lösen, können zwei Ansätze in Betracht gezogen werden. 1) Das mechanische Ersatzmodell des Viertelfahrzeugs zur Darstellung der Dynamik in der Regelstrecke kann reduziert werden, sodass nur die messbaren Größen im Modell abgebildet werden und 2) Die nicht direkt messbaren Größen können durch Anwendung geeigneter Schätzmethoden bestimmt werden.

Störgrößen

Der ABS-Regelkreis, insbesondere die Regelstrecke, ist beständig verschiedenen Störgrößen der Umgebung ausgesetzt. Die Behandlung der Störgrößen im Regelkreis, insbesondere die aufbauinduzierte Radlastschwankung, wird bereits durch verschiedene Ansätze in vielen Literaturstellen angegeben. Die Radlaständerungen führen zu relevanten temporären Schlupfänderungen und zu einer reduzierten Kraftschlussausnutzung [Reul11]. In [Laue02] und [King03] wird die Idee, die ABS-Regelung um eine Störgrößenaufschaltung anhand aufbauinduzierter Radlaständerungen zu ergänzen, bereits dokumentiert. Die exakten Auslegungen der Konzepte der Störgrößenaufschaltung werden allerdings nur abstrakt geschildert, auf die Berechnung der Stellgröße wird im Detail nicht eingegangen. Nach [Reul11] werden die Störgrößen bei geeigneter Regelauslegung mit einer von der Regelstrecke, dem Regelgesetz und der Aktorik bestimmten Dynamik kompensiert, wie in Abbildung 2.18 dargestellt.

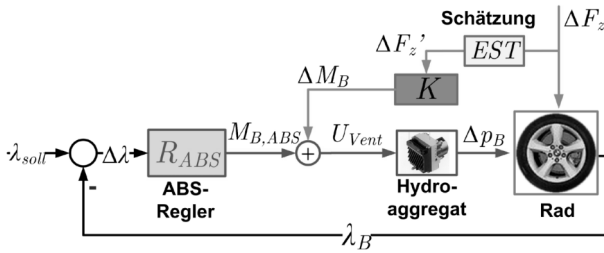


Abbildung 2.18: Konzept der Störgrößenaufschaltung mit radlastabhängiger Bremsmomentanpassung, nach [Reul11]

Die gemessene oder geschätzte Störgröße wird mit der Störgrößenübertragungsfunktion K in eine Stellgröße umgerechnet und auf die vom Regler berechnete Stellgröße addiert. Der Regelkreis mit Rückführung wird damit durch eine von der Störgrößenübertragungsfunktion K abhängigen 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. Bezüglich des zweiten Punktes sollte die Berücksichtigung von nicht vermeidbaren Reifen- und Fahrwerkschwingungen aufgrund verschiedener Anregungen die Erhöhung der Regeldynamik und geringere Schlupf-schwankungen in Aussicht stellen. Schlupfabweichungen aufgrund von Einflüssen der Reifen- und Fahrwerkdynamik treten damit idealerweise nicht mehr auf. Hierzu ist die Kenntnis der Störgrößenübertragungsfunktion notwendig.

Regelgröße: Soll- und Ist-Schlupf

Bei der Optimierung des Reglers geht es zuerst um die Verbesserung der Genauigkeit der Regelgrößen im ABS-Regelkreis. Wie in Abschnitt 2.3.1 beschrieben, werden einige für die ABS-Regelung notwendigen Regelgrößen nicht durch direkte Messung, sondern durch Schätzung aufgrund von Modellvorstellungen ermittelt, die auf Messgrößen basieren. Außerdem bestehen

noch Annahmen bzw. Vereinfachungen bei der Berechnung der Regelgrößen. Und somit weicht der berechnete Schlupf λ_{Ist} von dem tatsächlichen ab. Unter der Annahme, dass die Radmittelpunktgeschwindigkeit näherungsweise der Fahrzeuggeschwindigkeit entspricht, wird die relativ zur Fahrzeugkarosserie auftretende Radträgerlängsgeschwindigkeit in heutigen Schlupfregelsystemen nicht erfasst und führt nach [Tiem94], [Schw97a], [Schw97b] daher zu Fehlern in der Schlupfberechnung und somit auch in der Schlupfregelung. Aus diesen Gründen können die geschätzten Regelgrößen nicht von Fehlern befreit werden, sodass hier Optimierungspotenzial durch verbesserte Schätzungsmethoden vorhanden ist. Eine Verbesserung der Schlupfberechnungsmethode mit Berücksichtigung der den Schlupf beeinflussenden Reifen- und Radaufhängungsdynamik wurde beispielsweise von Schwarz in [Schw97b] für die Schlupfberechnung mit Hilfe einer modellbasierten Kompensation umgesetzt. Eine derartige Vorgehensweise stellt eine Möglichkeit dar, den Bremsschlupfregler zu optimieren. Die neue Schlupfberechnungsmethode mit Berücksichtigung des dynamischen Verhaltens des Reifen-Fahrwerk-Systems wird in Abschnitt 7.3 experimentell und rechnerisch untersucht.

Des Weiteren wird ein optimaler Schlupfwert als Zielgröße der ABS-Regelung benötigt. Dieser optimale Schlupf leitet sich normalerweise aus einer stationären μ -Schlupf-Kurve ab, die durch die Vermessung des Reifens am Prüfstand unter stationären Betriebsbedingungen ermittelt wird. Häufig werden die Kraftschlusskurven eines Reifens, die auf einer beschränkten Anzahl von Fahrbahnoberflächen ermittelt werden, für eine Vielzahl von verschiedenen Fahrbahnen benutzt. Die tatsächliche μ -Schlupf-Kurve dieses Reifens, der am Fahrzeug montiert wird und auf der realen Fahrbahn fährt, ändert sich aber mit verändernden Betriebszuständen des Fahrzeugs wie z. B. Radlast und Geschwindigkeit, Fahrbahnbedingungen, Temperatur usw. Viele Einflussfaktoren der μ -Schlupf-Kurve sind für eine Fahrt nicht bekannt und deren Einflüsse auf den optimalen Schlupfwert sind deshalb nicht berücksichtigt. Als Folge weicht die tatsächliche Zielgröße während einer ABS-Bremmung von der im ABS-Steuergerät eingestellten Zielgröße ab. Aus diesem Grund sind Kenntnisse über transiente μ -Schlupf-Kurven notwendig.

Bremsschlupfregler

Die kontinuierliche Entwicklung neuer Regelalgorithmen eröffnet Raum für Optimierungen im Bremsschlupfregler. Die Bremsschlupfregler auf Basis von Sliding-Mode- oder PID-Reglern werden häufig in den heutigen ABS-Bremsystemen angewendet. Wu stellt in [Wu03] die Anwendung der Sliding-Mode PWM Methode für den ABS-Regler dar und, wie in Abschnitt 2.3.2 beschrieben, wird der auf einem PID-Algorithmus basierende Bremsschlupfregler bereits in heutigen Serienprodukten unterlagert. Ein nichtlineares Regelsystem, das einen auf Sliding-Mode basierenden Optimierer und einen PID-Regler kombiniert, wird in [Will98] vorgestellt. Der Sliding-Mode-Optimierer führt eine echtzeitige Suche nach dem optimalen Radschlupf durch, der der maximalen Fahrzeugverzögerung entspricht. Um das Bremsmoment des Fahrzeugs zu regulieren und den Radschlupf auf den optimalen Wert zu regeln, wird dieser Sliding-Mode-Optimierer mit dem PID-Regler gekoppelt. Weiterhin werden adaptive und Fuzzylogik-Regelalgorithmen immer mehr für den Bremsschlupfregler untersucht [Aly11], [Chen04], die mehr Unsicherheiten oder nicht genau definierte Konzepte im Regelkreis zulassen. Ein technischer Review intelligenter ABS-Regelsysteme ist in [Aly11] gegeben. Chen baut in [Chen04] eine Plattform für experimentelle Untersuchungen der Regelung von ABS-Bremsystemen auf. In dieser Arbeit wird ein adaptiver, auf PID-Regler aufbauender Fuzzylogik-Regelalgorithmus angewendet.

Stellgröße

Die Stellgröße des ABS-Regelkreises bestimmt den gewünschten Bremsdruck im Radzylinder bzw. das Bremsmoment am Rad. Sowohl der Arbeitspunkt als auch die erforderliche Druckdifferenz zur Reduzierung des Regelfehlers werden auf einen entsprechenden Druck im Radzylinder umgerechnet, der durch die Magnetventile im Hydroaggregat eingestellt wird. Die Qualität der Schlupfregelung wird somit durch den Arbeitspunkt und die Stellgröße beeinflusst. Um die Stellgröße aus dem Regler schnell und präzise in den Solldruck zu übertragen, soll das Hydroaggregat, das für die Stellung des Bremsdrucks zuständig ist, optimiert werden. Auf die hardwaremäßigen Optimierungsmöglichkeiten, wie z. B. bessere Eigenschaften und Funktionalität der Magnetventile, wird im Rahmen dieser Arbeit nicht eingegangen. Softwaremäßig werden

nach Literaturangaben im Prinzip zwei Methoden angewendet: die konventionelle Schaltermethode (on-off) und die PWM- (engl. Pulse Width Modulation) Methode, die häufig zur Ansteuerung der Magnetventile im ABS-Hydroaggregat eingesetzt wird. Die Anwendung der beiden Methoden wird in [Wu03], [Chen04] diskutiert.

Koppelung mit zusätzlichem Regler

Für einen kurzen Bremsweg muss der Reifen ein Kraftschlusspotenzial liefern, das eine hohe Verzögerung ermöglicht und vom ABS optimal ausgenutzt werden kann. Gleichzeitig muss das Fahrzeug in seinem Schwingungsverhalten sicherstellen, dass das Rad möglichst ruhig läuft und somit der Reifen das bestehende Potenzial zur Geltung bringen kann [Breu12]. Das Rad kann aber aufgrund zahlreicher Störungen auf realer Straße nicht ruhig laufen.

Im Abschnitt 2.2 sind die Einflussgrößen analysiert, die auf die Schlupfänderung zwischen Reifen und Fahrbahn und somit auch auf die Schlupfregelung wirken. Die Simulationsergebnisse zeigen, dass sich die brems-, fahrbahn- und radlastinduzierten Reifen- und Fahrwerkschwingungen als wesentliche Einflussgrößen der Schlupfchwankung herausstellen. Eine Verbesserung der Schlupfregelung für höhere Kraftschlussausnutzung mit geringerer Schlupfchwankung ist zu erwarten, wenn die negativen Wirkungen aller Einflussgrößen in der ABS-Regelung untergedrückt oder minimiert werden können.

Die Störgrößen des ABS-Regelkreises, wie z. B. die Fahrbahnunebenheiten, die Reifenungleichförmigkeiten und die aufbauinduzierte Radlastschwankungen, können transient anregende Kräfte sowie longitudinale und vertikale Schwingungen im Reifen-Fahrwerk-System verursachen. Die Behandlung aller Störgrößen im ABS-Regelkreis durch die Störgrößenaufschaltung, wie in Abbildung 2.18 für die aufbauinduzierte Radlastschwankung, ist wegen beschränkt vorhersehbarer Störungen oder beschränkter Kenntnisse der Störgrößenübertragungsfunktion nicht möglich. Da alle Störgrößen, die in der Regelstrecke wirken, letztendlich zum dynamischen Verhalten des Reifen-Fahrwerk-Systems führen, ist nun ein neuer Ansatz entwickelt worden. Anstelle die jeweiligen Störgrößen zu berücksichtigen und die daraus resultierenden Schlupfänderungen durch die Bremsmomentanpassung zu kompensieren,

wird die durch die Störgrößen induzierte Reifen- und Radaufhängungsdynamik im Reifen-Fahrwerk-System betrachtet. Unabhängig davon, wie die Schwingungen und durch welche Anregungsquelle sie entstehen, sind sie an einer bestimmten Stelle des Reifen-Fahrwerk-Systems, wie z. B. in der Radmitte, überlagert und werden durch die Lenker und Anbindungsstellen in die Karosserie geleitet. Die Schwingungen und Kraftschwankungen im Reifen-Fahrwerk-System, die die angeregte Dynamik charakterisieren, können durch geeignete Sensorik mit vertretbarem Aufwand erfasst werden. Die erfassten Schwingungen und Kraftschwankungen innerhalb des Reifen-Fahrwerk-Systems sind anschließend durch zusätzliche Regler aus der Regelstrecke zu eliminieren, damit das Reifen-Fahrwerk-System während eines Bremsvorgangs ruhiger laufen kann und die Einflüsse der beliebigen Störgrößen durch diese Regelung minimiert werden können.

Theoretisch kann dies durch die Zustandsregelung [Lunz13b] realisiert werden. Die erfassten Schwingungen oder Kraftschwankungen innerhalb des Reifen-Fahrwerk-Systems können als Zustandsgrößen in der Regelstrecke betrachtet und durch einen Zustandsregler stets auf die Zielgrößen, die in diesem Fall gleich null sein sollen, geregelt werden. Ferner kann die Einstellung der Stellgröße aus diesem zusätzlichen Zustandsregler durch zwei Ansätze implementiert werden: 1) Einsatz von verstellbaren Komponenten oder zusätzlichen Aktoren und 2) Nutzung des im ABS-Bremssystem vorhandenen ABS-Hydroaggregates, das als Bremsmomentsteller arbeitet, aber mit verbesserter Ansteuerung der aktuellen hydraulischen Bremsanlage.

Zum ersten Punkt müssen neue Aktoren in die Regelstrecke eingebaut werden. Sie können die Kinematik/Elastokinematik sowie andere Eigenschaften des Reifen-Fahrwerk-Systems ändern. Mehr Aufwand ist erforderlich, um das System erneut abzustimmen. Zum zweiten Punkt dient das ABS-Hydroaggregat als Bremsmomentsteller sowohl für die Bremsschlupfregelung als auch für die Zustandsregelung. Eine Kopplung des Bremsschlupfreglers mit dem zusätzlichen Zustandsregler soll für die Bremsmomentstellung ermöglicht werden. Der neue Ansatz der Zustandsregelung zusammen mit dem ABS-Hydroaggregat als Bremsmomentsteller wird in Abschnitt 7.4 experimentell und rechnerisch untersucht und anschließend diskutiert.

3 Forschungsmethodik und Untersuchungswerkzeuge

Zielsetzung der vorliegenden Arbeit ist die Bearbeitung der drei Forschungsfragen, bei denen das dynamische Verhalten des Reifen-Fahrwerk-Systems unter Brems- und Fahrbahnanregungen untersucht werden sollen. Hierbei wird ein Schwerpunkt auf die experimentellen Untersuchungen gelegt. Aber die simulationsgestützten Untersuchungen werden auch zur Validierung und Interpretation der Versuchsergebnisse sowie zur Untersuchung unter nicht experimentell geprüften Bedingungen benötigt. Die komplexen Wechselwirkungen einzelner Komponenten und Subsysteme im Reifen-Fahrwerk-System können realistisch am Gesamtfahrzeug oder zielführend am Prüfstand untersucht werden. In Abschnitt 3.1 wird der Fahrversuch zur Fahrwerkela­stizität dargestellt, bei dem die Achsschwingungen eines realen Fahrzeugs während des Bremsvorgangs betrachtet werden. Abschnitt 3.2 beschreibt die in der Forschungsarbeit erstellte und eingesetzte Methodik und Werkzeuge für die experimentelle Untersuchung am Prüfstand. Die Entwicklung einer modifizierten hydraulischen ABS-Bremsanlage, die eine sehr wichtige Komponente der experimentellen Untersuchung darstellt, wird in Abschnitt 3.3 vorgestellt. In Abschnitt 3.4 wird ein Mehrkörpersimulationsmodell des Systems Reifen-Fahrwerk-Prüfstand im Mehrkörpersimulationsprogramm Adams/Car aufgebaut. Die Modellierung einzelner Subsysteme sowie deren Koppelung in das gesamte MKS-Modell werden dabei beschrieben.

3.1 Fahrversuch zur Fahrwerkela­stizität

Es ist in Abschnitt 1.2.3 beschrieben, dass die Reifen- und Radaufhängungs­dynamik während der ABS-Bremsung angeregt wird und weiter die Regelgüte der ABS-Regelung beeinflussen kann. Dabei spielt vor allem die Horizontalbewegung des Rades gegen den Fahrzeugaufbau aufgrund der Fahrwerkela­stizität eine wichtige Rolle. Bevor man auf komplexe Prüfkonzepte eingeht, ist

zuerst zu klären, in welchem Umfang sich die Fahrwerkelastizität während des Bremsvorgangs in der Fahrzeuglängsrichtung auswirken kann. Aus diesem Grund wird zunächst ein Fahrversuch vorbereitet und durchgeführt, um einen ersten Einblick in die Achsschwingung des realen Fahrzeugs während des Bremsvorgangs mit und ohne ABS-Eingriff zu erhalten. Im Folgenden werden Versuchsaufbau, -durchführung und -ergebnisse dargestellt.

3.1.1 Methodik der Untersuchung

Versuchsaufbau und Messtechnik

Als Versuchsfahrzeug dient ein Mercedes-Benz E-Klasse (W210) in gleicher Ausstattung wie ein entsprechendes Serienfahrzeug. Der Versuchsaufbau sowie die Messtechnik für die Fahrversuche werden in Abbildung 3.1 gezeigt.

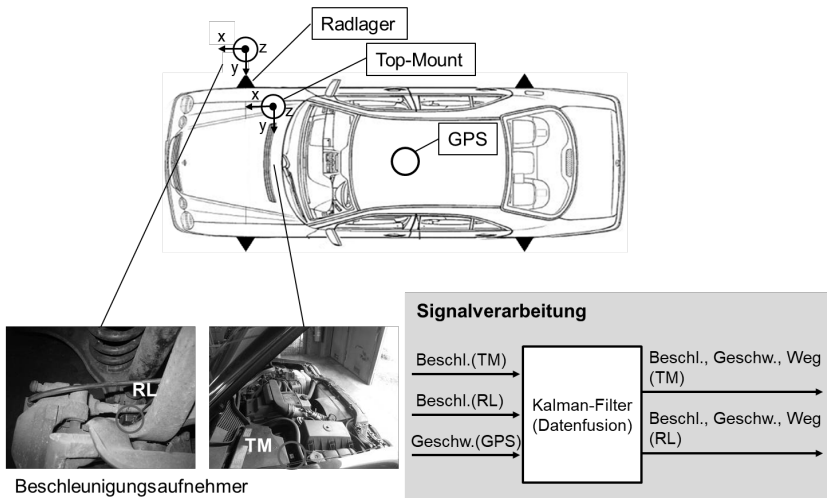


Abbildung 3.1: Versuchsaufbau und Messtechnik für den Fahrversuch

Für die Messung der Fahrwerkelastizität in der Fahrzeuglängsrichtung werden der erste Messpunkt am Top-Mount (TM) am Stützlager der Radaufhängung

und der zweite am Radlager (RL) am Radträger ausgewählt. Beide Messpunkte liegen auf der rechten Seite der Vorderachse. An diesen Stellen werden mit Hilfe von biaxialen Sensoren des Typs ADXL 210 der Firma Analog Device die Beschleunigungen bestimmt. Die beiden Sensoren sind durch ein kleines Gehäuse vor Schmutz geschützt und mit einem speziellen Klebstoff befestigt. Sie sind so ausgerichtet, dass die Messachse der Sensoren mit der Fahrzeuglängs- bzw. Vertikalrichtung übereinstimmen. Um die Fahrzeuggeschwindigkeit zu messen, wird ein GPS-Gerät des Typs A100 der Firma Hemisphere auf dem Dach des Fahrzeugs angebracht. Alle Sensorsignale werden durch ein Datenerfassungssystem auf Basis eines NI-Systems mit einer Frequenz von 200 Hz abgetastet. Bei der Signalverarbeitung werden die gemessenen Beschleunigungssignale und die GPS-Geschwindigkeit durch eine auf einem Kalmanfilter basierende Multisensor-Datenfusionsmethode [Caro06], [Gao09], gefiltert, dadurch lassen sich die Schätzgrößen wie die Geschwindigkeit und der Weg der beiden Messpunkte bestimmen.

Versuchsdurchführung

Die Fahrversuche werden auf dem Prüffeld am Campus Ost des Karlsruher Instituts für Technologie (KIT) durchgeführt. Abbildung 3.2 zeigt die Draufsicht auf das Prüffeld und die Versuchsdurchführung auf Google Maps.

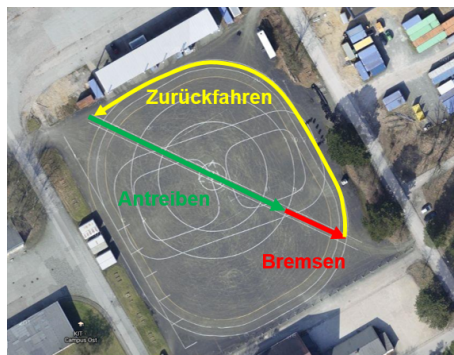


Abbildung 3.2: Versuchsstrecke und -durchführung für den Fahrversuch aus Google Maps

Während einer Messung beschleunigt das Versuchsfahrzeug zuerst entlang der grün kennzeichneten Strecke aus dem Stand auf die Zielgeschwindigkeit und hält diese kurzzeitig. Danach bremst das Fahrzeug entlang der rot kennzeichneten Strecke nach dem vorgeschriebenen Bremsmanöver, das in Tabelle 3.1 angegeben ist, bis zum Stillstand. Nachdem eine Messung durchgeführt ist, fährt das Fahrzeug entlang der gelb kennzeichneten Strecke zur Startposition zurück und ist dann für die nächste Messung bereit.

Tabelle 3.1: Bremsmanöver für den Fahrversuch

Bremsmanöver	Zielgeschwindigkeit [km/h]				ABS-Eingriff
	30	50	60	70	
Teilbremsung	×	×	×		ohne
Vollbremsung	×	×	×	×	mit

Während einer Teilbremsung betätigt der Fahrer das Bremspedal kontrolliert, damit das Fahrzeug ohne ABS-Eingriff zum Stillstand gebracht werden kann. Während einer Vollbremsung bremst der Fahrer dagegen sehr stark, um den ABS-Eingriff zu aktivieren und das Fahrzeug so schnell wie möglich zum Stillstand zu bringen. Wie in Tabelle 3.1 gezeigt, wird die Teilbremsung für die Zielgeschwindigkeit 70 km/h nicht durchgeführt, da der dafür benötigte relativ lange Bremsweg auf der Bremsstrecke nicht mehr ausreichend zur Verfügung steht.

3.1.2 Einfluss der Achsschwingung

Als Beispiel werden die in der Fahrzeuginnenrichtung gemessenen Beschleunigungen und die GPS-Geschwindigkeit bei der Zielgeschwindigkeit aus 60 km/h in Abbildung 3.3 jeweils für eine Teilbremsung und eine Vollbremsung dargestellt.

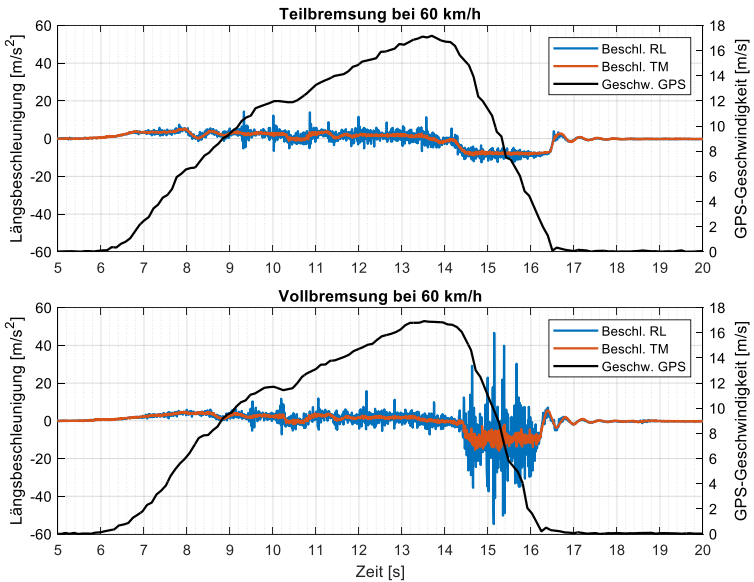


Abbildung 3.3: Messsignale bei Teil- und Vollbremsung bei 60 km/h

Es ist ersichtlich, dass sich die Beschleunigungen am Radlager bei der Teil- und Vollbremsung sehr stark unterscheiden. Die viel höhere Beschleunigungsamplitude während der Vollbremsung weist darauf hin, dass die longitudinale Achseinschwingung oder auch die Reifenschwingungen durch den ABS-Eingriff angeregt werden. Zur Betrachtung der Frequenzinhalte werden die Beschleunigungssignale mittels Short-Time-Fourier-Transformation (STFT) in den Frequenzbereich transformiert (Hanning-Fensterfunktion, Fensterlänge 1 Sekunde, 200 Messwerte, Überlappung 50%, Anzahl der FFT-Berechnungspunkte = 256) und visualisiert. Die daraus gewonnenen Amplitudenspektren werden in Abbildung 3.4 durch die Wasserfalldiagramme über die Zeit und Frequenz dargestellt.

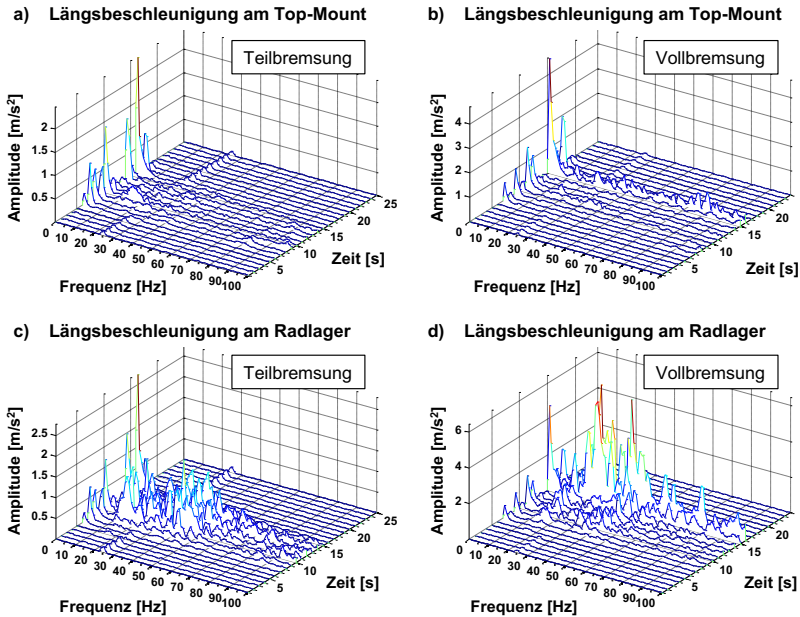


Abbildung 3.4: Wasserfalldiagramme der Beschleunigungen am a) Top-Mount bei Teilbremsung, b) Top-Mount bei Vollbremsung, c) Radlager bei Teilbremsung und d) Radlager bei Vollbremsung

Aus den Diagrammen ist zu erkennen, dass die longitudinale Achseigen-schwingung im Frequenzbereich 10 – 30 Hz sowie die nullte Torsionsmode des Reifens im Bereich 30 – 60 Hz durch den ABS-Eingriff stark angeregt werden. Die Anregung beider Eigenschwingungsformen während der Vollbremsung führt zu den hohen Amplituden im Zeitsignal der Beschleunigung.

Zur Betrachtung der relativen Bewegung der Radmitte gegen den Fahrzeug-aufbau werden die geschätzten Wege der beiden Messpunkte verwendet. Wird die Verbindung zwischen dem Messpunkt am Top-Mount und dem Fahrzeug-aufbau als starr angenommen, ergeben sich die relativen Bewegungen zwischen den beiden Messpunkten unter allen Messbedingungen in Abbildung 3.5.

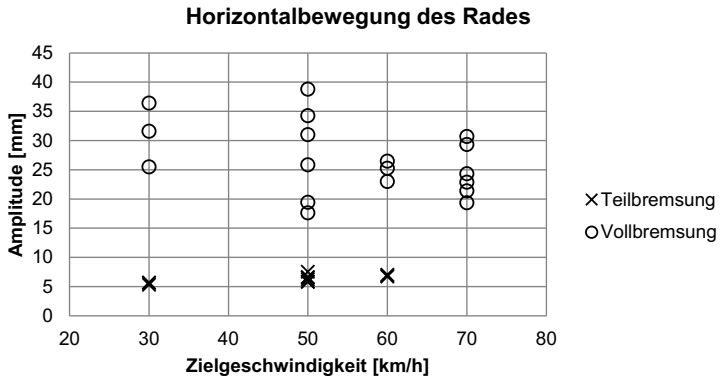


Abbildung 3.5: Horizontalbewegungen des Rades gegen den Fahrzeugaufbau unter allen Messbedingungen

Die Amplituden der Relativbewegung zwischen Radlager und Top-Mount liegen bei einer Teilbremsung für alle Zielgeschwindigkeiten unter 1 Zentimeter. Erfolgt jedoch durch eine ABS-Bremung eine Anregung der Eigenschwingungen im Reifen-Fahrwerk-System, wird die Amplitude auf mehrere Zentimeter vergrößert. Dieses Ergebnis zeigt, dass sich das Rad während einer ABS-regeltem Bremsung auf eine schwankende Weise nach vorne und hinten bewegt, was den effektiven Schlupf bzw. die Kraftübertragung im Reifen-Fahrbahn-Kontakt beeinflussen kann. Davon ausgehend ist es sehr sinnvoll, die drei Forschungsfragen, die in Abschnitt 1.3 beschrieben werden, durch geeignete Untersuchungen zu beantworten.

3.2 Experimentelle Untersuchung am Prüfstand

Die aus dem Fahrversuch gewonnenen Messergebnisse bestätigen die Notwendigkeit, die Einflüsse der Längs- und Vertikaldynamik des Reifen-Fahrwerk-Systems auf die Bremskraft zwischen Reifen und Fahrbahn zu untersuchen. Die experimentelle Untersuchung der Dynamik des Reifen-Fahrwerk-Systems

kann sowohl auf einem Testgelände durch Fahrversuche als auch am Prüfstand durch Prüfstandmessungen mit spezifischer Messtechnik implementiert werden [Trou02]. Mit dem Ziel, zuverlässige Forschungsergebnisse, hohe Repräsentierbarkeit und eine geringe Abhängigkeit der Ergebnisse von den Umgebungsbedingungen zu erreichen, eignen sich Prüfstandmessungen für die geplanten experimentellen Untersuchungen. Auf Basis des Reifen-Innentrommel-Prüfstandes (IPS) wird in diesem Abschnitt das Gesamtkonzept der experimentellen Untersuchung und deren Implementierung am Prüfstand dargestellt. Die dabei verwendete Messtechnik, Koordinatentransformation sowie Umrechnungsmethode der Messgrößen werden ebenfalls beschrieben.

3.2.1 Reifen-Innentrommel-Prüfstand (IPS)

Der Reifen-Innentrommel-Prüfstand (IPS) am Institut für Fahrzeugsystemtechnik (FAST) des KIT wird ständig weiterentwickelt und stetig zur Anwendung in verschiedenen Themenbereichen weiter optimiert. Wie in Abbildung 3.6 gezeigt, wurde der IPS bereits in Untersuchungen zum Umfangskraft-Schupf-Verhalten von Reifen unter verschiedenen Fahrbahn- und Betriebsbedingungen [Gnad95], [Frey95], [Fisc99], [Gieß10], in Untersuchungen zum Übertragungsverhalten des Reifen-Fahrwerk-Systems unter verschiedenen Fahrbahn- und Bremsanregungen [Trou02], [Trou04], [Zhou12a], [Zhou12b], [Zhou13a], [Zhou13b], [Zhou13c], in Untersuchungen zum Reifen-Fahrbahn-Geräusch [Krau10] sowie in Untersuchungen zur Strukturodynamik des gekoppelten Systems Reifen-Hohlraum-Rad-Radföhrung im Rollzustand [Grol13] eingesetzt.

Mit Hilfe einer 6-Komponente-Messnabe können alle Kräfte und Momente (Umfangskraft, Seitenkraft, Radlast, Kippmoment, Rückstellmoment und Antriebs-/Bremsmoment), die am Reifen unter verschiedenen Versuchsbedingungen angreifen, gemessen werden. Eine ausführliche Beschreibung der technischen Daten des IPS wird unter dem Link gegeben [IPS1].

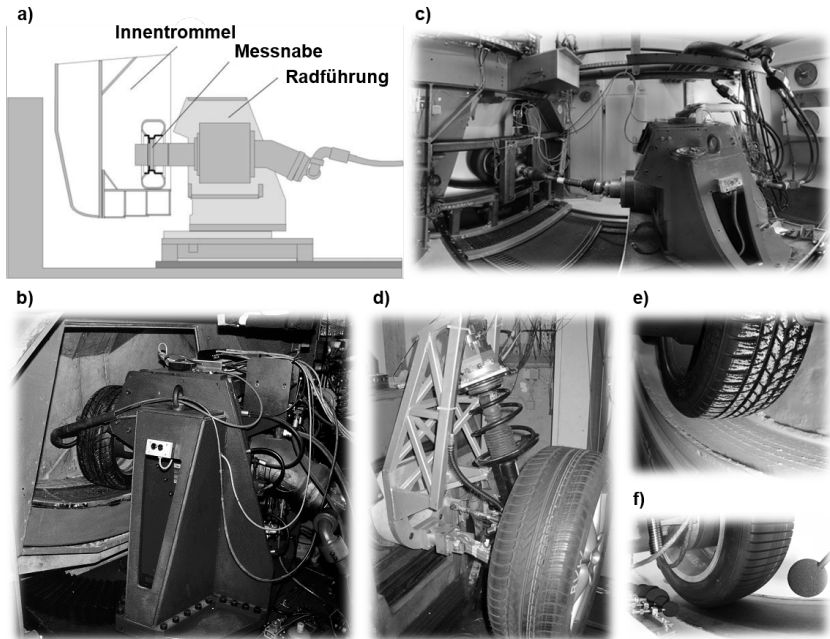


Abbildung 3.6: IPS und Anwendungsbeispiele; a) schematische Darstellung, b) Grundausstattung, c) Akustische Optimierung des Prüfstands, d) Untersuchung des Reifenfahrwerk-Systems, e) Reifenuntersuchung auf Schnee und f) Akustische Reifenuntersuchung mit Mikrofon

3.2.2 Gesamtkonzept

Zur Erfassung des Übertragungsverhaltens von Radaufhängungen bei fahrbahnerregten Schwingungen hat Troulis für seine Doktorarbeit [Trou02] eine schwingungsoptimierte Adaptervorrichtung für den Reifen-Innentrommel-Prüfstand konzipiert und gefertigt, welche an der Aufnahme­stelle der Messnabe befestigt wird. Die Verbindungsstellen des starren Adapters mit der Radaufhängung wurden in Bezug auf die Konstruktionslage im realen Fahrzeug festgelegt. Der Adapter verbindet die Radaufhängung mit dem Prüfstand und überträgt die am Prüfstand eingestellten Fahrwerkparameter, wie Einfederweg, Vorspur und Sturzwinkel, auf das Viertelfahrzeug.

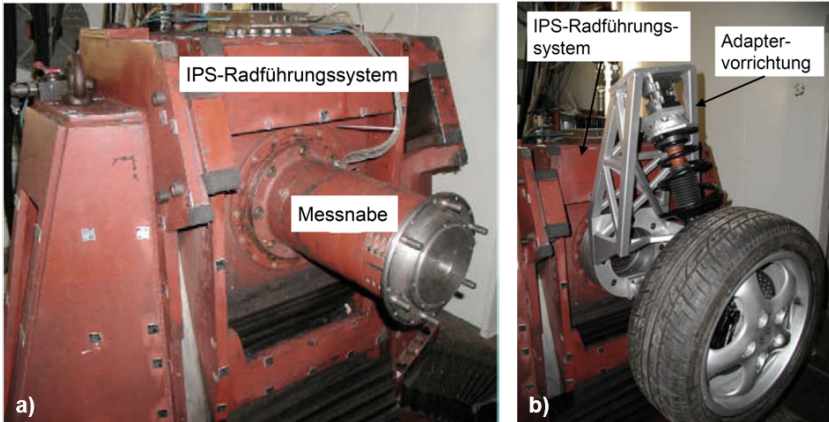


Abbildung 3.7: a) IPS-Radführungssystem mit Messnabe; b) McPherson-Radaufhängung am IPS-Radführungssystem, nach [Trou02]

Auf Basis der vorhergehenden Arbeit von Troulis [Trou02] lässt sich das Gesamtkonzept der experimentellen Untersuchung in der vorliegenden Arbeit in Abbildung 3.8 darstellen.

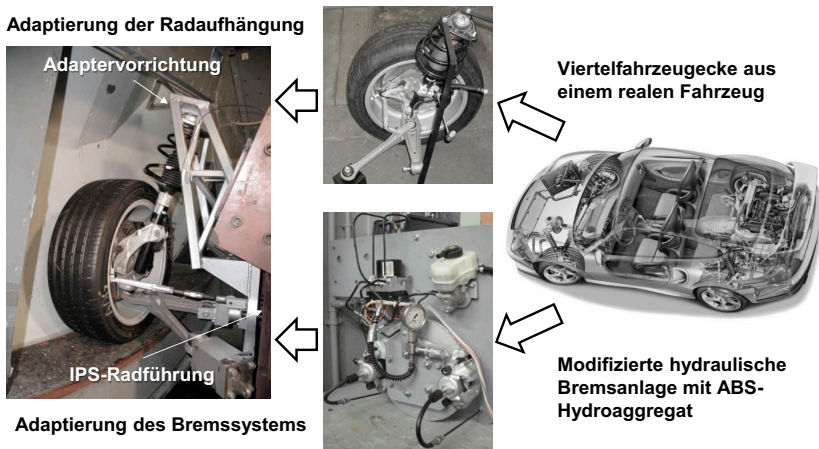


Abbildung 3.8: Gesamtkonzept der experimentellen Untersuchung, nach [Zhou12a], [Zhou13c]

Dieses Gesamtkonzept wird in den veröffentlichten Arbeiten [Zhou12a] und [Zhou13c] vorgestellt und lässt sich in zwei Schritten implementieren. Beim ersten Schritt wird ein Viertelfahrzeug mit einer McPherson-Federbein-Radaufhängung [Gaut09b] aus einem realen Fahrzeug (Porsche 996, Baujahr 1998) mit Hilfe der vorhandenen Adaptervorrichtung am Innentrommelprüfstand adaptiert. Die Lenkung und der Stabilisator werden außer Funktion gesetzt. Da die verwendete Vorderachse dieselbe wie die in [Trou02] ist, lässt sich dann die Adaptervorrichtung ohne Änderung einsetzen.

Um das Viertelfahrzeug auf eine realistische Weise zu bremsen, wird im zweiten Schritt die komplette hydraulische Bremsanlage eines realen Fahrzeugs inklusiv eines ABS-Hydroaggregates (Bosch Generation 8) auf einer Grundplatte aufgebaut und am Prüfstand adaptiert. Zur Erfüllung der Anforderungen der Prüfstandmessung sind noch einige Änderungen für diese hydraulische Bremsanlage notwendig. Die Modifikationen dieser hydraulischen Bremsanlage werden separat in Abschnitt 3.3 detailliert diskutiert.

3.2.3 Messtechnik

Um die Dynamik des Reifen-Fahrwerk-Systems bezüglich der Schwingungen und Kraftschwankungen innerhalb des Viertelfahrzeugs zu messen, sollen zuerst die in der Radaufhängung übertragenen Beschleunigungen und Kräfte an geeigneten Messstellen in der Radaufhängung erfasst werden. Die in der Radaufhängung verwendete Sensorik und deren Positionen sind in Abbildung 3.9 dargestellt.

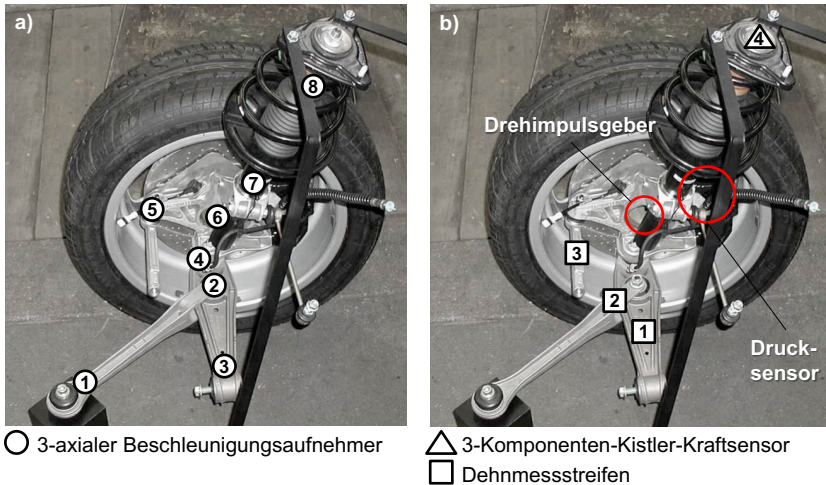


Abbildung 3.9: Verwendete Sensorik in der Radaufhängung; a) Beschleunigungsaufnehmer, b) Kraft- und andere Sensoren

Zur Erfassung der Schwingungen in der Radaufhängung werden acht triaxiale piezo-elektrische Beschleunigungsaufnehmer des Typs 4524B der Firma Brüel&Kjaer auf die in Abbildung 3.9 gezeigten Messstellen geklebt. Diese Beschleunigungsaufnehmer haben den Vorteil hoher Empfindlichkeit, niedrigen Gewichts und einfachen Anbaus. Jede Messstelle wird durch eine 3-Buchstaben-Abkürzung gekennzeichnet, wie in Tabelle 3.2 angegeben.

Zur Erfassung der von den Lenkern in die Karosserie übertragenen Kräfte wird die Radaufhängung mit einigen Kraftsensoren instrumentiert. Jede Messstelle wird mit einer 2-Buchstaben-Abkürzung gekennzeichnet, wie in Tabelle 3.2 angegeben. Ein 3-Komponenten-Kraftsensor des Typs 9367C von der Firma Kistler wird am Stützlager der Radaufhängung eingebaut, um die vom Federbein durch das Stützlager in die Karosserie übertragenen Kräfte in drei Richtungen zu messen.

Tabelle 3.2: Kennzeichnung aller Messstellen

Beschleunigung Nr.	Beschreibung	Kennzeichnung
1	Längslenker vorne	LLV
2	Längslenker hinten	LLH
3	Querlenker innen	QLI
4	Querlenker außen	QLA
5	Radträger vorne	RTV
6	Radträger mittig	RTM
7	Radträger oben	RTO
8	Stoßdämpfer oben	SDO

Kraft Nr.	Beschreibung	Kennzeichnung
1	Längslenker	LL
2	Querlenker	QL
3	Spurstange	SS
4	Stützlager	SL

Neben den Beschleunigungs- und Kraftsensoren wird ein Drucksensor des Typs ASG4002-3L-250-G von der Firma Althen direkt am Radbremszylinder appliziert, um die Phasenverschiebung zwischen gemessenem Bremsdruck und erzeugter Spannkraft im Reifen-Fahrwerk-System möglichst gering zu halten. Zum Messen der Raddrehgeschwindigkeit mit höherer Genauigkeit wird ein zusätzlicher Drehimpulsgeber durch eine spezifisch konstruierte Adaptervorrichtung in der Radmitte montiert. Der verwendete Sensor ist ein optoelektronischer Impulsgeber des Typs IMG30B der Firma IMG mit einer Auflösung von 2000 Impulsen pro Umdrehung. Zur Drehgeschwindigkeitsbestimmung wurde die Zeit zwischen zwei Impulsen gemessen, so dass 2000 Geschwindigkeitsinformationen pro Umdrehung zur Verfügung stehen.

Das in der experimentellen Untersuchung eingesetzte Echtzeit-Datenerfassungssystem besteht aus dem NI PXI-1044-Chassis und vier Datenerfassungsmodulen der Firma National Instruments. Drei Datenerfassungsmodule des Typs NI PXI-4472 (Modul zur Erfassung dynamischer Signale mit 8 Kanälen) und ein Datenerfassungsmodul des Typs NI PXI-6629 (Multifunktions-Datenerfassungskarte mit 16 Analogeingängen) werden jeweils zur Erfassung der

Ausgangssignale der Beschleunigungsaufnehmer und der anderen Sensoren in das Chassis eingebaut.

Die aufgenommenen Sensorsignale werden durch ein in der Systemdesignsoftware NI LabVIEW implementiertes Datenerfassungstool in physikalische Größen umgerechnet und als zeitdiskretisierte Signale (*.tdms-Dateien) abgespeichert. Alle weiteren Datenverarbeitungen erfolgen im Rahmen dieser Arbeit in MATLAB mit Hilfe von programmierten Auswertungstools.

3.2.4 Umrechnung

Koordinatentransformation

Die Beschleunigungs- und Kraftsignale werden in eigenen lokalen Koordinatensystemen gemessen. Um die gemessenen Signale in ein eindeutiges Koordinatensystem zu übertragen und miteinander vergleichen zu können, wird das in Abbildung 3.10 dargestellte W-Achssystem des TYDEX-Formates [Oost97], [Unra97] verwendet. Die X-Achse ergibt sich aus dem Schnittpunkt der Mittelebene des Rades mit der Fahrbahnoberfläche. Die Y-Achse ergibt sich aus der Projektion der Drehachse auf die Fahrbahn. Die Z-Achse ist senkrecht zur Fahrbahn und zeigt nach oben.

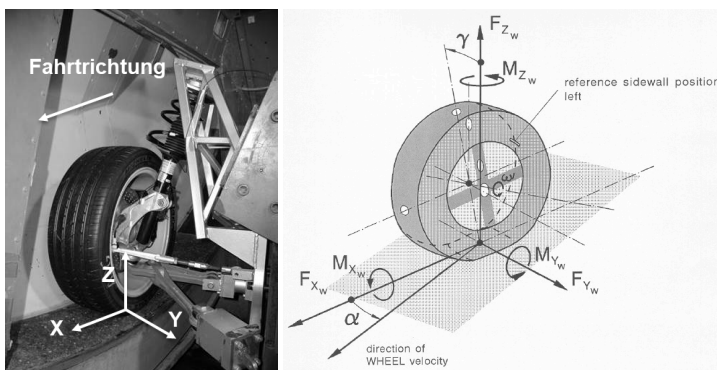


Abbildung 3.10: W-Achssystem des TYDEX-Formates [Unra97]

Das lokale Koordinatensystem jedes Sensors wird mit Hilfe der Euler-Transformation in die in Abbildung 3.10 gezeigte globale Koordinate transformiert. Die Transformation wird anhand der „x-Konvention“ (z, x', z') umgesetzt.

Umfangskraft und Radlast

Da sowohl die im Reifenlatsch übertragenen Kräfte und Momente als auch die in der Radmitte wirkende Kräfte und Momente durch die für die Prüfstandmessung verfügbare Messtechnik nicht direkt messbar sind, wird eine Umrechnungsmethode benötigt, um die Umfangskraft und die Radlast des Reifens aus den gemessenen Größen zu bestimmen. Aufgrund des in Abbildung 2.5 dargestellten Berechnungsmodells eines Viertelfahrzeugs werden in Abbildung 3.11 die Kräfte des Reifen-Fahrwerk-Systems entsprechend des Koordinatensystems am Prüfstand für die Radnabe m_a , den Reifengürtel m_b und die Kontaktmasse m_c eingezeichnet.

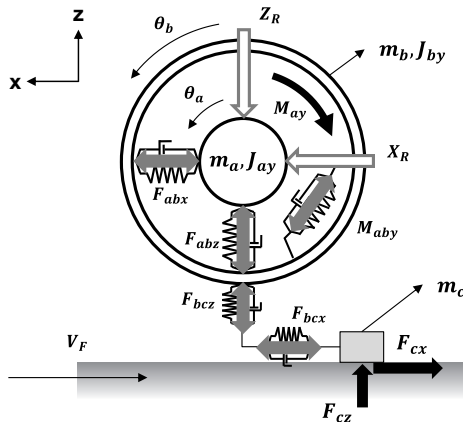


Abbildung 3.11: Dynamik des gebremsten Reifen-Fahrwerk-Systems am Prüfstand

Im Vergleich zu dem mechanischen Ersatzmodell in Abbildung 2.5 lassen sich die Freiheitsgrade um die vertikale Freiheit des Aufbaus reduzieren, da der-

Aufbau am Innentrommelprüfstand festgelegt ist, so dass die Bewegungsgleichungen der Radnabe m_a dementsprechend geändert werden sollen. Zudem werden die Längs- und Vertikallagerkraft, die vom Fahrwerk auf die Radnabe wirken, jeweils als X_R und Z_R bezeichnet. Sie sind aus den gemessenen Kräften an den jeweiligen Messstellen zu berechnen. Die Bewegungsgleichungen der Radnabe m_a lauten nun:

$$m_a \ddot{x}_a = F_{abx} + X_R \quad (3.1)$$

$$m_a \ddot{z}_a = F_{abz} - Z_R \quad (3.2)$$

$$I_{ay} \ddot{\theta}_a = M_{aby} - M_{ay} \quad (3.3)$$

Die auf mechanische Eigenschaften begründeten Bewegungsgleichungen der anderen Massen bleiben jedoch unverändert.

Aus Abbildung 3.11 geht hervor, dass die Kräfte, die durch die Lagerkräfte X_R , Z_R sowie die Längs- und Vertikalbeschleunigung in der Radmitte \ddot{x}_a und \ddot{z}_a bestimmt werden können, nicht die Reifenkräfte F_{cx} und F_{cz} im Reifen-Fahrbahn-Kontakt, sondern die auf die Radnabe m_a wirkenden inneren Kräfte des Reifens F_{abx} und F_{abz} sind (vgl. Formel (2.19) und (2.20)). Die Übertragungskette von den beiden Kräften auf F_{cx} und F_{cz} kann mit der verfügbaren Messtechnik nicht direkt bestimmt werden. Die Reifenkräfte F_{abx} und F_{abz} , die die Gürteldynamik abbilden, aber die Dynamik der Kontaktmasse vernachlässigen, werden für die experimentelle Untersuchung in der vorliegenden Arbeit jeweils als die Umfangskraft F_x und Radlast F_z angenommen. Wenn die Lagerkräfte X_R , Z_R und die Trägheitskräfte der Radnabe $m_a \ddot{x}_a$ und $m_a \ddot{z}_a$ bekannt sind, lassen sich die Umfangskraft F_x und die Radlast F_z nach den folgenden Formeln umrechnen:

$$F_x = F_{abx} = -X_R + m_a \ddot{x}_a \quad (3.4)$$

$$F_z = F_{abz} = Z_R + m_a \ddot{z}_a \quad (3.5)$$

Die Lagerkräfte X_R und Z_R in der Radmitte stellen die in das Fahrwerk eingeleiteten Belastungen dar, welche sich aus Brems- und Fahrbahnanregungen ergeben. Von der Radmitte aus verteilen sich die Kräfte und Momente auf die verschiedenen Lastpfade durch die Fahrwerkkomponenten und sie werden am Ende über die Anbindungsstellen der Radaufhängung in die Karosserie weitergeleitet. Somit können die Lagerkräfte X_R und Z_R in der verwendeten McPherson-Radaufhängung durch die in den Lenkern und im Stützlager übertragenen Kräfte, die jeweils durch Dehnmessstreifen und den Kistler-Kraftsensor gemessen werden, ermittelt werden. Im Folgenden wird die Ermittlung der Lagerkräfte aus den gemessenen Kräften gemäß den in Abbildung 3.12 dargestellten freigeschnittenen Komponenten einer ähnlichen Radaufhängung nach [Geor09] beschrieben.

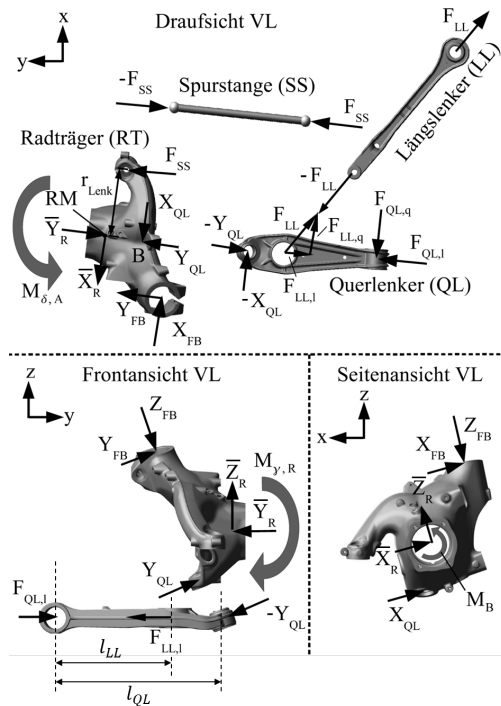


Abbildung 3.12: Freigeschnittene Achskomponenten der McPherson-Achse, nach [Geor09]

Die in [Geor09] untersuchte McPherson-Vorderachse eines Proscche 911 Sportwagens stimmt bezüglich des Aufbaus mit der in der vorliegenden Arbeit verwendeten McPherson-Radaufhängung überein. Es ist zu beachten, dass die in Abbildung 3.12 bezeichneten Lagerkräfte \bar{X}_R , \bar{Y}_R und \bar{Z}_R nicht dem gezeigten Koordinatensystem entsprechen. Die dem Koordinatensystem entsprechenden Lagerkräfte X_R , Y_R und Z_R können aber leicht aus den X-, Y- und Z-Komponenten von \bar{X}_R , \bar{Y}_R und \bar{Z}_R berechnet werden.

Die in der Radmitte wirkende Längskraft X_R wird hauptsächlich über die Längs- und Querlenker, aber auch noch über die Spurstange und das Federbein geleitet. Die folgenden Kräfte in Abbildung 3.12 können durch die verwendete Messtechnik gemessen werden:

- Die im Längslenker übertragene Kraft F_{LL} kann durch die auf den Längslenker geklebten Dehnmessstreifen (LL) gemessen werden.
- Die im Querlenker übertragene Kraft $F_{QL,l}$, die in der Zug-Druck-Richtung des Querlenkers wirkt, kann durch die auf den Querlenker geklebten Dehnmessstreifen (QL) gemessen werden.
- Die in der Spurstange übertragene Kraft F_{SS} kann durch die auf die Spurstange geklebten Dehnmessstreifen (SS) gemessen werden.
- Die über das Feder-/Dämpferbein übertragenen und am Stützlager der Radaufhängung abgestützten Kräfte X_{FB} , Y_{FB} und Z_{FB} können durch den 3-Komponenten-Kraftsensor, der zwischen dem Stützlager und der starr mit dem Prüfstand verbundenen Adaptervorrichtung der Radaufhängung eingebaut wird, gemessen werden. Die Kräfte X_{FB} , Y_{FB} und Z_{FB} entsprechen jeweils den F_x -, F_y - und F_z -Komponenten des Kistler-Kraftsensors in seinem eignen lokalen Koordinatensystem.

Entsprechend dem Kräftegleichgewicht am Radträger in der X-Richtung setzt sich die Lagerkraft X_R aus der X-Komponente der Kraft in den Querlenker $X_{QL,x}$, den X-Komponenten der Kräfte in das Federbein $X_{FB,x}$, $Y_{FB,x}$ und $Z_{FB,x}$, und der X-Komponente der Kraft in die Spurstange $F_{SS,x}$ zusammen:

$$X_R = -X_{QL,x} + (X_{FB,x} + Y_{FB,x} - Z_{FB,x}) + F_{SS,x} \quad (3.6)$$

Die Kräfte durch das Federbein in das Stützlager X_{FB} , Y_{FB} und Z_{FB} entsprechen den drei 3-Komponenten des Kistler-Kraftsensors. Sie werden direkt durch den Kraftsensor aufgenommen. Die Kraft in die Spurstange F_{SS} wird durch die dort aufgeklebten Dehnmessstreifen gemessen. Alle Sensorkräfte können mit Hilfe der bereits genannten Euler-Transformation in das globale Koordinatensystem umgewandelt werden.

Die Längskraft X_{QL} lässt sich mit einem Momentengleichgewicht am Querlenker um das Ende, wo die Kräfte $F_{QL,l}$ und $F_{QL,q}$ wirken, bestimmen. Das Momentengleichgewicht kann durch die folgende Gleichung ausgedrückt werden.

$$X_{QL} \cdot l_{QL} = F_{LL,q} \cdot l_{LL} \quad (3.7)$$

wobei l_{QL} und l_{LL} jeweils die Hebelarme der Kräfte X_{QL} und $F_{LL,q}$ sind.

Da die im Längslenker übertragene Kraft F_{LL} durch die Dehnmessstreifen am Längslenker gemessen werden, lassen sich ihre X- und Y- Komponenten, $F_{LL,l}$ und $F_{LL,q}$, durch die Koordinatentransformation bestimmen. Ist die Kraft $F_{LL,q}$ bekannt, ergibt sich die Kraft X_{QL} als:

$$X_{QL} = \frac{F_{LL,q} \cdot l_{LL}}{l_{QL}} \quad (3.8)$$

Die Vertikalkraft Z_R wird größtenteils über das Feder-/Dämpferbein an der Karosserie im realen Fahrzeug bzw. an der Adaptervorrichtung am Prüfstand abgestützt. Entsprechend dem Kräftegleichgewicht am Radträger in der Z-Richtung setzt sich die Lagerkraft Z_R aus der Z-Komponente der Kraft in den Querlenker $Y_{QL,z}$, den Z-Komponenten der Kräfte in das Federbein $X_{FB,z}$, $Y_{FB,z}$ und $Z_{FB,z}$ und der Z-Komponente der Kraft in die Spurstange $F_{SS,z}$ zusammen:

$$Z_R = -Y_{QL,z} + (-X_{FB,z} - Y_{FB,z} + Z_{FB,z}) - F_{SS,z} \quad (3.9)$$

Die Kraft $Y_{QL,z}$ ergibt sich aus der Summe der Z-Komponente der Kraft in den Längslenker F_{LL} und der Z-Komponente der Kraft in den Querlenker F_{QL} .

Somit können die beiden Lagerkräfte in der Radmitte X_R und Z_R aus den gemessenen Sensor Kräften berechnet werden. Werden sie in die Formeln (3.4) und (3.5) eingesetzt, lassen sich die Umfangskraft F_x und die Radlast F_z bestimmen.

Bremsschlupf

Am Innentrommelprüfstand wird die Innentrommel durch einen Elektromotor angetrieben. Die Trommelgeschwindigkeit bzw. Fahrbahngeschwindigkeit V_F wird vor jedem Bremsversuch auf die Zielgeschwindigkeit gesetzt und während der Bremsung konstant gehalten. Die Raddrehwinkelgeschwindigkeit ω_R wird durch den in der Radmitte eingebauten Impulsgeber erfasst. Der dynamische Rollhalbmesser des Reifens wird durch eine Reifenmessung am Prüfstand vorab bestimmt. Da der in der Radmitte montierte Drehimpulsgeber die Drehzahl der Radnabe erfasst, lässt sich der Bremsschlupf wie folgt formulieren:

$$\lambda = \frac{V_F - r_{dyn}\omega_R}{V_F} \cdot 100\% \quad (3.10)$$

Hier ist zu sehen, dass der Bremsschlupf, der in der vorliegenden Arbeit verwendet wird, ein positives Vorzeichen hat.

3.3 Modifizierte hydraulische ABS-Bremsanlage am Prüfstand

Wie in Abschnitt 3.2.2 bereits erwähnt, sollen notwendige Modifikationen an der Bremsleitung und am ABS-Serienaggregat vorgenommen werden, um diese Komponenten an den Prüfstand adaptieren und die Anforderungen der Prüfstandmessungen erfüllen zu können. In diesem Abschnitt wird die Implementierung der modifizierten hydraulischen Bremsanlage am Prüfstand diskutiert.

3.3.1 Aufbau

Die ABS-Bremsanlage eines realen Fahrzeugs baut auf den Komponenten des konventionellen Bremssystems (das Bremspedal, der Bremsdruckverstärker, der Hauptbremszylinder, der Ausgleichbehälter, die Bremsleitungen und -schläuche sowie die Radbremsen mit den Radbremszylindern) auf und hinzu kommen weitere Komponenten (die Raddrehzahlsensoren, das Hydroaggregat und das ABS-Steuergerät) [Reif10], wie in Abbildung 3.13 dargestellt.

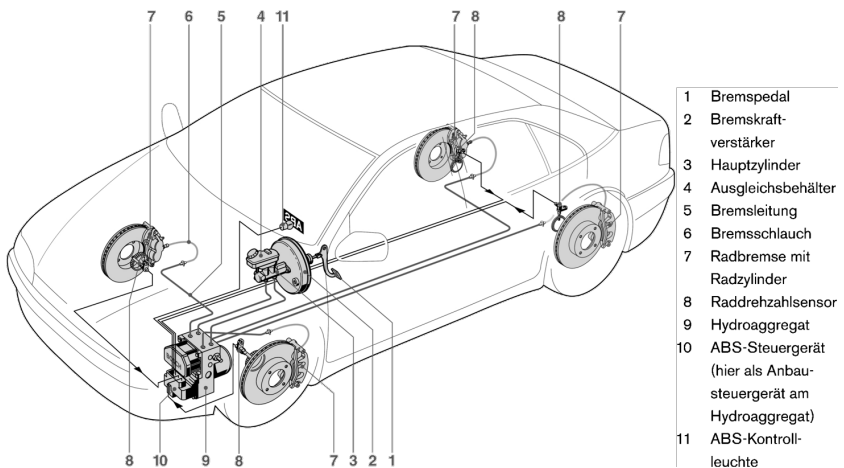


Abbildung 3.13: Systembild einer Bremsanlage mit Antiblockiersystem nach [Reif10]

Die modifizierte hydraulische ABS-Bremsanlage am Prüfstand baut im Prinzip auf der Architektur und den Bestandteilen in Abbildung 3.13 auf. Jedoch sind drei deutliche Modifikationen bezüglich der Energieversorgung, der Betätigungseinrichtung, des Hydroaggregates und des Steuergerätes zu erkennen. Der Aufbau der modifizierten hydraulischen ABS-Bremsanlage am Prüfstand wird in Abbildung 3.14 veranschaulicht.

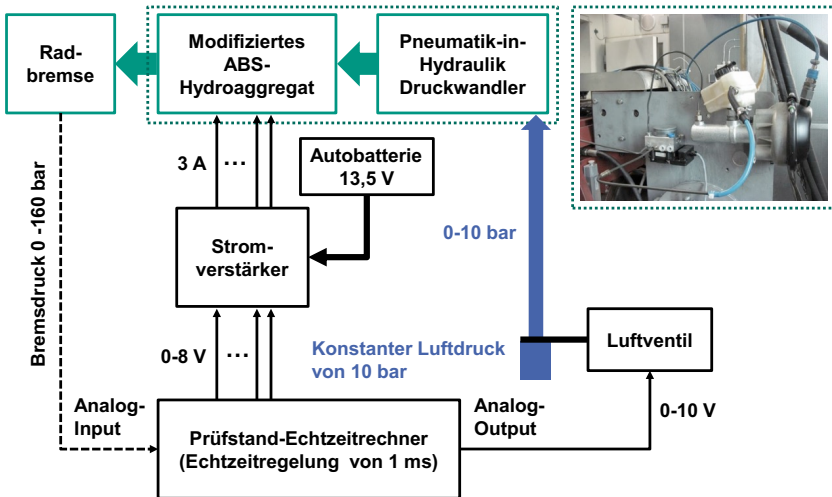


Abbildung 3.14: Schematische Darstellung der modifizierten hydraulischen ABS-Bremsanlage am Prüfstand

Als Betätigungskraft zum Beginn eines Bremsvorgangs wirkt anstatt der Fußkraft des Fahrers ein konstanter Luftdruck von 10 bar, der durch die Druckleitung im Labor versorgt wird. Außerdem wird ein proportionales Luftventil am Ausgang der Druckleitung eingebaut, sodass der Luftdruck nach dem Luftventil zwischen 0 und 10 bar linear verstellt werden kann.

Als Bestätigungseinrichtung der Bremsanlage werden das Bremspedal, der Bremsverstärker und der Hauptbremszylinder durch eine Einzelkomponente, nämlich durch einen Pneumatik-in-Hydraulik-Druckwandler, ersetzt. Der Luftdruck nach dem Luftventil betätigt beim Bremsen die Kolbenstange des Druckwandlers. Dieser Druckwandler wandelt die mechanische Kraft der Druckstange in hydraulische Kraft um und drückt die Bremsflüssigkeit aus den Druckräumen des Druckwandlers in die Bremsleitungen bzw. Bremsschläuche und überträgt damit die hydraulische Kraft zu dem Hydroaggregat.

Anstelle des ABS-Steuergerätes, dessen Steuerungs- und Regelungsprogramm vom Hersteller nicht publiziert werden, übernimmt ein Prüfstand-Echtzeitrechner auf Basis eines NI-PXI-Echtzeitsystems die Verarbeitung der Informationen der Sensoren, die mathematischen Rechenvorgänge nach festgelegten Steuer- und Regelalgorithmen und stellt die Steuersignale für das Hydroaggregat bereit. Das Hydroaggregat wird so modifiziert, dass alle im Hydroaggregat integrierten Magnetventile durch eine direkte Verbindung mit dem jeweiligen Steuersignal einzeln angesteuert werden können. Die Steuersignale aus dem Echtzeitrechner werden vor dem Anschluss an das Hydroaggregat durch elektrische Stromkreise auf 3 A verstärkt, um die Magnetventile betreiben zu können. Eine Autobatterie mit 13,5 V dient als Stromversorgung des Stromverstärkers.

Der hydraulische Bremsdruck, der im Hydroaggregat und im Radbremszylinder aufgebaut wird, kann proportional zwischen 0 und 160 bar angesteuert werden. Durch den direkten Zugriff auf das Hydroaggregat und die Programmierung der Regelalgorithmen am Echtzeitrechner können neben der ABS-Regelung auch kundenorientierte komplexe Bremsdruckverläufe in der Radbremse für die Bremsmessung des Reifen-Fahrwerk-Systems am Innentrommelprüfstand umgesetzt werden.

3.3.2 Modifiziertes ABS-Hydroaggregat

Ein Hydroaggregat für ABS besteht aus einem Aluminiumblock, der entsprechend dem hydraulischen Schaltplan verbohrt ist. Dieser Block dient gleichzeitig zur Aufnahme der notwendigen hydraulischen Funktionselemente. Das eingesetzte 4-Kanal-ABS-System verfügt über zwei Bremskreise mit einer diagonalen Aufteilung (X-Bremskreisaufteilung), in der jeder Bremskreis auf ein Vorderrad und auf das diagonal gegenüber liegende Hinterrad wirkt, wie in Abbildung 3.15 dargestellt.

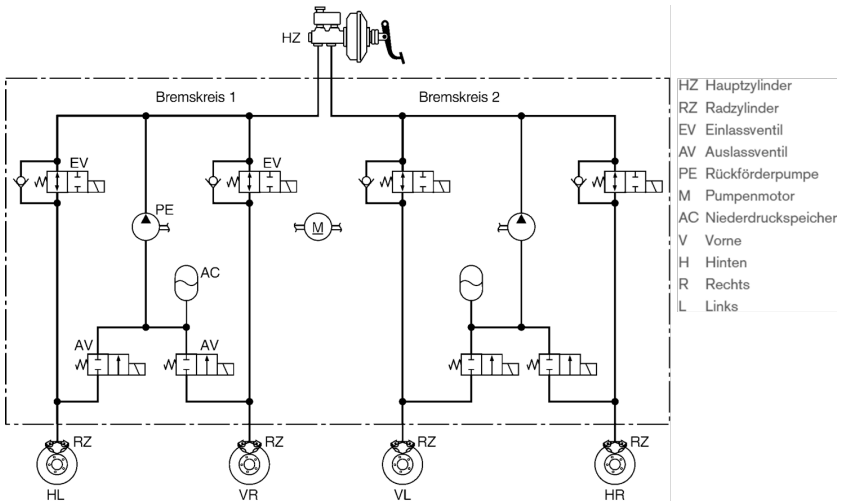


Abbildung 3.15: Hydraulischer Schaltplan eines 4-Kanal ABS-Hydroaggregats (X-Bremskreis-aufteilung), nach [Reif10]

Bei diesem ABS-System werden je Rad ein Einlass- und ein Auslassventil, d. h. insgesamt acht Ventile, verwendet, sodass jedes Rad individuell geregelt werden kann. Weiterhin werden in jedem Bremskreis ein Pumpenelement (Rückförderpumpe) und ein Niederdruckspeicher integriert. Dabei werden beide Pumpenelemente über einen gemeinsamen Gleichstrommotor betrieben [Reif10]. Um dieses ABS-System am Prüfstand für die Bremsmessung mit dem Reifen-Fahrwerk-System einsetzen zu können, musste die Funktionsweise des Hydroaggregats modifiziert werden. In Abbildung 3.16 werden die hydraulischen Schaltpläne des originalen ABS-Hydroaggregats und des modifizierten ABS-Hydroaggregats für einen Bremskreis verglichen. In diesem Bremskreis sind die Anschlüsse für das rechte Rad der Vorderachse (VR-Anschluss) und das linke Rad der Hinterachse (HL-Anschluss) enthalten.

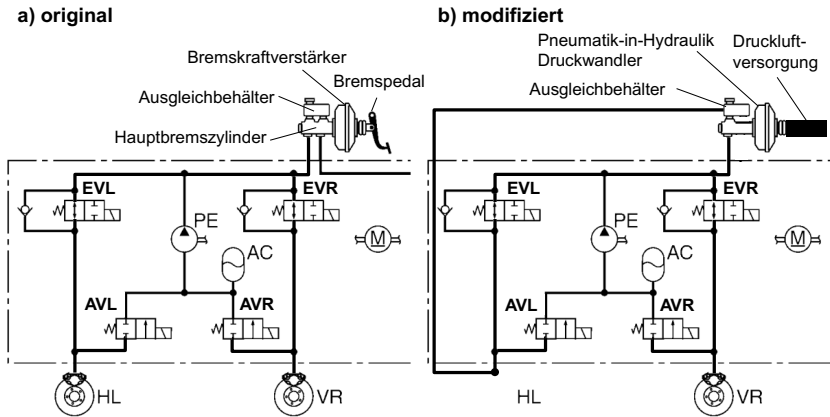


Abbildung 3.16: Hydraulischer Schaltplan des a) originalen und b) modifizierten ABS-Hydroaggregates

Im originalen ABS-Hydroaggregat arbeiten die zwei Kanäle im selben Bremskreis mit dem zugeordneten Einlass- und Auslassventil jeweils für einen Anschluss mit einem Rad unabhängig voneinander und funktionieren in gleicher Weise. Im modifizierten ABS-Hydroaggregat werden aber beide Kanäle im Bremskreis benötigt, um die Druckmodulation für ein Rad umzusetzen. Ein Kanal der beiden Kanäle ist an die einzige Radbremse des in der experimentellen Untersuchung verwendeten Viertelfahrzeugs angeschlossen und der andere funktioniert hauptsächlich als Rückführleitung der Bremsflüssigkeit vom Radbremszylinder in den Ausgleichbehälter. Die beiden Kanäle arbeiten je nach Druckmodulationsphase abhängig voneinander. Da das verwendete Viertelfahrzeug der rechten Seite der Vorderachse entspricht, wird die Radbremse des Viertelfahrzeugs an den VR-Anschluss für das rechte Rad der Vorderachse angeschlossen. Der HL-Anschluss für das linke Rad der Hinterachse wird durch eine zusätzliche Bremsleitung mit dem Ausgleichbehälter verbunden. Das Pumpenelement sowie der Gleichstrommotor werden im modifizierten ABS-Hydroaggregat außer Betrieb gesetzt.

Die beschriebenen Modifikationen sind notwendig, da das ABS-Aggregat am Prüfstand direkt mit dem Pneumatik-in-Hydraulik-Druckwandler und dem

Ausgleichsbehälter verbunden ist. Das Bremssystem am Prüfstand muss daher ohne Rückförderpumpe auskommen und benötigt die beschriebene zusätzliche Bremsleitung zum Ausgleichbehälter.

Sowohl im originalen als auch im modifizierten ABS-Bremssystem wird die Druckmodulation mittels Schaltzustandsänderung der inneren Magnetventile ermöglicht. Die Schaltzustände aller vier Magnetventile bei den jeweiligen Druckmodulationsphasen werden in Tabelle 3.3 für das originale und modifizierte ABS-Hydroaggregat gezeigt (Abkürzung: g. für geschlossen, o. für offen). Dabei werden auch die Steuerspannungen der jeweiligen Schaltzustände für das modifizierte ABS-Hydroaggregat angegeben.

Tabelle 3.3: Schaltzustände der Magnetventile bei den jeweiligen Druckmodulationsphasen

ABS	Ventil	Ventilzustände			
		Stromlos	Druckaufbau	Druckhalten	Druckabbau
Original	AVL	g.	g.	g.	o.
	EVL	o.	o.	g.	g.
	AVR	g.	g.	g.	o.
	EVR	o.	o.	g.	g.
Modifiziert	AVL	g. (0V)	o. (8V)	o. (8V)	o. (8V)
	EVL	o. (0V)	g. (8V)	g. (8V)	g. (8V)
	AVR	g. (0V)	g. (0V)	g. (0V)	o. (8V)
	EVR	o. (0V)	o. (0V)	g. (8V)	g. (8V)

Beim originalen ABS-Bremssystem erzeugt der Fahrer im Fall einer ABS-Bremung zunächst den Bremsdruck am Rad durch Bestätigen des Bremspedals. Dies ist ohne Schalten der Ventile möglich, da das Einlassventil stromlos offen und das Auslassventil stromlos geschlossen ist. Der Zustand Druckhalten wird dadurch erzeugt, dass das Einlassventil geschlossen wird. Blockiert nun ein Rad, so wird durch Öffnen des entsprechenden Auslassventils der Druck aus diesem Rad abgelassen. Das Volumen kann also aus dem Radzylinder in den entsprechenden Niederdruckspeicher entweichen. Diese Speicherkammer erfüllt die Aufgabe eines Puffers. Sie nimmt die anfallende Bremsflüssigkeit

mit einer hohen Dynamik auf. Die im Kreis befindliche Rückförderpumpe, welche durch einen gemeinsamen Motor über einen Exzenter angetrieben wird, fördert die im Niederdruckspeicher zwischengespeicherte Bremsflüssigkeit zum Hauptzylinder zurück und erzeugt damit die für konventionelle ABS-Anlagen typische Pedalpulsation. Die anderen blockierenden Räder können gleichzeitig ABS-geregelt werden.

Beim modifizierten ABS-System beginnt eine ABS-Bremsung mit dem Bestätigen des Druckwandlers durch den steuerbaren Luftdruck. Beide Kanäle in einem Bremskreis inklusiv der dazugehörigen Anschlüsse werden für die Erzeugung richtiger Druckmodulationsphasen benötigt. Wie im originalen ABS-System sind die beiden Einlassventile stromlos offen und die beiden Auslassventile stromlos geschlossen. Ausgehend von diesem Zustand wird das Einlassventil EVL zum Druckaufbau zunächst geschlossen, damit die hydraulische Bremsflüssigkeit, die durch den Luftdruck und den Druckwandler erzeugt wird, nur über das Einlassventil EVR in den Radbremszylinder des Reifenfahrwerk-Systems drückt. Der Zustand Druckhalten wird dadurch erzeugt, dass das Einlassventil EVR auch geschlossen wird. Der im Radbremszylinder aufgebaute Druck bleibt dann unverändert. Blockiert nun das Rad, so wird durch Öffnen der beiden Auslassventile der Druck aus diesem Rad erst über das Auslassventil AVR und dann über das Auslassventil AVL in den Ausgleichbehälter abgelassen. Die Bremsflüssigkeit steht ohne Verlust wieder im Ausgleichbehälter für den nächsten Druckaufbau zur Verfügung.

Da die Steuerspannung der Magnetventile AVL und EVL bei allen Druckmodulationsphasen gleich sind, werden die beiden Magnetventile durch dasselbe Steuersignal für alle Arten von Bremsungen bestromt.

Somit sind die grundsätzlichen Funktionen der originalen hydraulischen ABS-Bremsanlage im realen Fahrzeug durch die modifizierte hydraulische ABS-Bremsanlage am Prüfstand umgesetzt.

3.3.3 Optimierung

In der bisher vorgestellten modifizierten ABS-Bremsanlage kommt nur einer von beiden Bremskreisen zum Einsatz. Um die volle Leistungsfähigkeit der modifizierten hydraulischen ABS-Bremsanlage für bestimmte Anwendungen am Prüfstand, wie z. B. schnellerer Druckaufbau und -abbau, nutzen zu können, wird eine Optimierungsmaßnahme für die Bremsanlage entwickelt, indem die beiden Bremskreise verbunden werden. In Abbildung 3.17 wird diese Optimierungsmaßnahme auf Basis des hydraulischen Schaltplans des bisherigen Systems dargestellt.

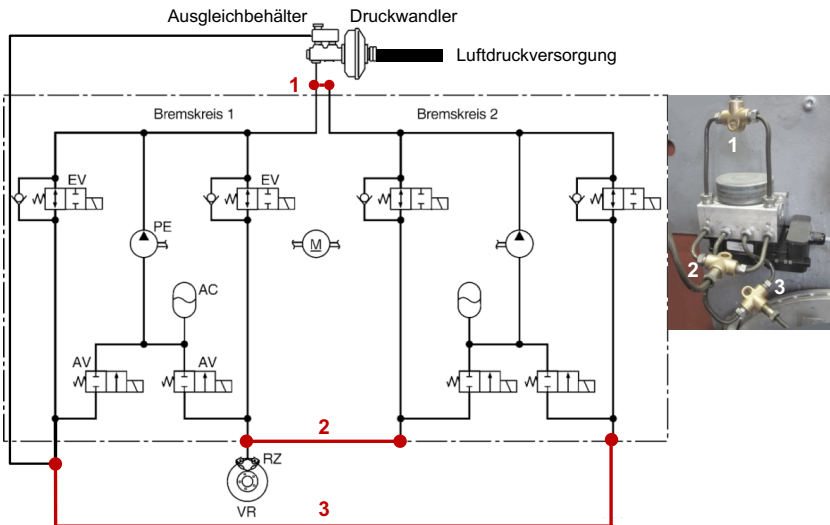
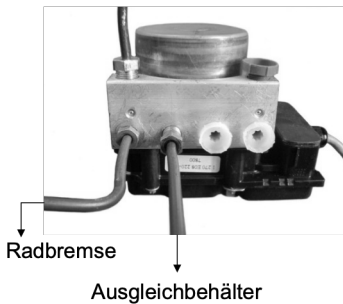


Abbildung 3.17: Optimierungsmaßnahme an der hydraulischen Bremsanlage

Bei der Optimierung der hydraulischen Bremsanlage ist in drei Schritten vorzugehen. Erstens, der Ausgang des Pneumatik-Hydraulik-Druckwandler wird mit Hilfe eines T-Stückes mit den Eingängen beider Bremskreise verknüpft. D. h. die hydraulische Bremsflüssigkeit aus dem Druckwandler verteilt sich auf die beiden Bremskreise, wenn der Luftdruck am Pneumatik-Hydraulik-

Druckwandler aktiviert wird. Zweitens, die VL- und VR-Anschlüsse des Hydroaggregates, welche zu zwei verschiedenen Bremskreisen gehören, werden mit Hilfe eines T-Stückes kombiniert und die dadurch zusammengeführte Bremsflüssigkeit kann gemeinsam über den Anschluss in die Radbremse gelangen. Drittens, die HR- und HL-Anschlüsse des Hydroaggregates, die ebenfalls zu zwei verschiedenen Bremskreisen gehören, werden mit Hilfe eines T-Stückes kombiniert und die dadurch zusammengeführte Bremsflüssigkeit fließt gemeinsam in den Ausgleichbehälter zurück. Abbildung 3.18 zeigt den äußeren Aufbau der beiden Leitungsvarianten in Verbindung mit dem Hydroaggregat.

a) Einzelleitung



b) Doppelleitung

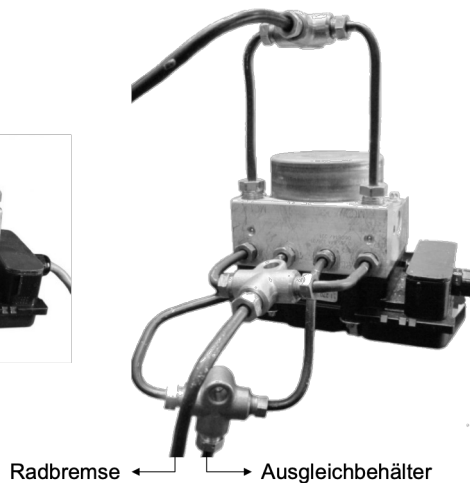


Abbildung 3.18: a) Einzelleitung bei Einsatz eines Bremskreises und b) Doppelleitung bei Einsatz beider Bremskreise

Dieser Optimierungsmaßnahme liegt die theoretische Grundlage zum Volumenstrom zugrunde. Nach der theoretischen Grundlage sollte der doppelte Volumenstrom in der gleichen Zeitspanne in die Radbremse strömen, wenn die Ventilquerschnitte zwischen dem Hydroaggregat und dem Radbremszylinder

verdoppelt werden. Und somit wird die Druckanstiegs- und Abfallrate in der Bremsleitung verdoppelt. bezüglich der Analyse des Volumenstroms in der Einzel- und Doppelleitung ist auf [Zhan13] zu verweisen.

Im nächsten Schritt wird jeweils die Leistungsfähigkeit der modifizierten hydraulischen Bremsanlage mit beiden Leitungsvarianten durch spezifische Software-Testprogramme charakterisiert.

3.3.4 Charakterisierung

Alle Testprogramme werden mittels der Systemdesignsoftware NI LabVIEW auf dem Echtzeit-Prüfstandrechner programmiert. Während der Tests werden die Magnetventile gezielt bestromt bzw. angesteuert und der hydraulische Druck im Radbremszylinder wird gemessen, um die folgenden wesentlichen charakteristischen Parameter des Bremssystems zu ermitteln. Die Sensorsignale werden mit einer Frequenz von 1000 Hz abgetastet.

Testprogramm mit Sprung-Funktion

Der Verlauf des ersten Testprogramms wird in Abbildung 3.19 dargestellt. Im Diagramm bezeichnet EV die Steuerspannung des Einlassventils, AV die Steuerspannung des Auslassventils, LV die Steuerspannung des Luftventils, U_{LV} die Luftventilsteuerspannung, \bar{p}_{Hyd} den durchschnittlichen Hydraulikdruck im Radbremszylinder in der Druckhaltephase, $t_{3\sigma,1}$ den Zeitpunkt, zu dem ein signifikanter Druckanstieg im Radbremszylinder nach der 3σ -Regel erkannt werden kann, und $t_{3\sigma,2}$ den Zeitpunkt, zu dem ein signifikanter Druckabfall im Radbremszylinder nach dem 3σ -Regel erkannt werden kann.

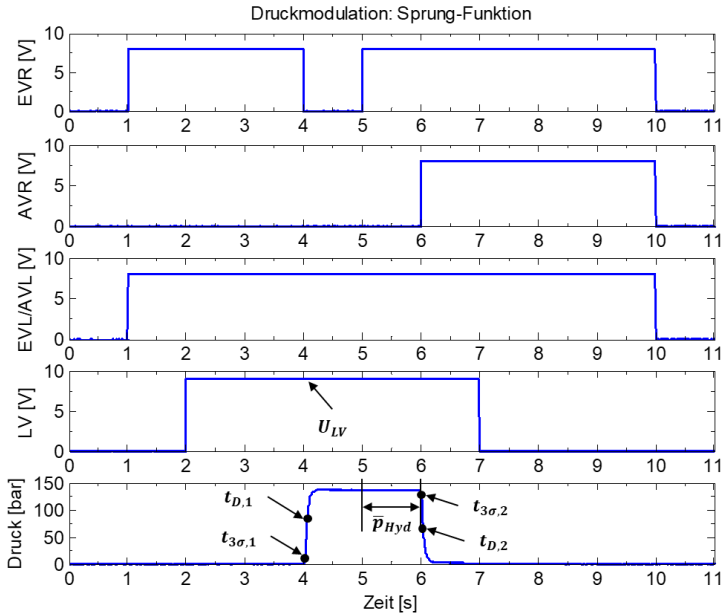


Abbildung 3.19: Testprogramm der Sprung-Funktion

Mit Hilfe der gekennzeichneten Werte können die folgenden vier charakteristischen Parameter ermittelt werden. Die daraus folgenden Ergebnisse der Einzel- und Doppelleitung werden in Abbildung 3.20 miteinander verglichen.

- Übersetzungsfaktor zwischen der Luftventilsteuerspannung und dem Hydraulikdruck im Radbremszylinder i
- Ansprechdauer der Bremsleitung $t_{Ansprech} = t_{3\sigma,1} - 4 \text{ s}$
- Anstiegszeit des Hydraulikdrucks im Radbremszylinder auf ein bestimmtes Druckniveau (z. B. $t_{D,1}$) bei einer bestimmten Druckversorgung $t_{Anstieg} = t_{D,1} - t_{3\sigma,1}$
- Abfallzeit des Hydraulikdrucks im Radbremszylinder auf ein bestimmtes Druckniveau (z. B. $t_{D,2}$) bei einer bestimmten Druckversorgung $t_{Abfall} = t_{D,2} - t_{3\sigma,2}$

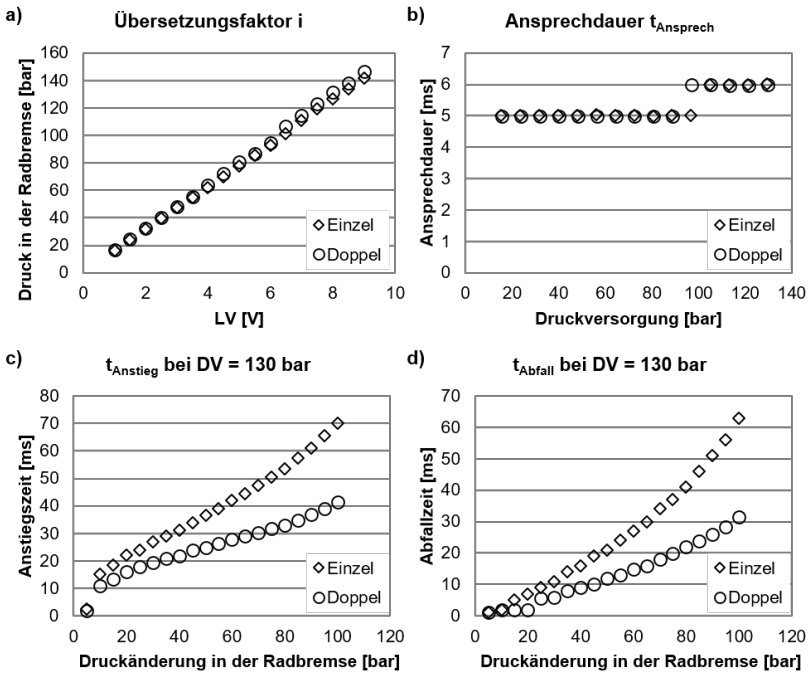


Abbildung 3.20: Charakteristische Parameter aus dem Testprogramm mit Sprung-Funktion

In Abbildung 3.20 a) hat sich gezeigt, dass ein linearer Zusammenhang zwischen der Luftdrucksteuerspannung und dem Bremsdruck in der Radbremse mit einem Übersetzungsfaktor $i = \bar{p}_{Hyd}/U_{LV}$ von ca. 16 für beide Varianten besteht.

Die Ansprechdauer der Bremsleitung $t_{Ansprech}$ wird als die Zeitdauer vom Öffnen des Einlassventils bis zu einer signifikanten Druckänderung in der Radbremse nach der 3σ -Regel definiert. Wie in Abbildung 3.20 b) zu sehen, zeigen die Ergebnisse beider Varianten ca. 5 ms und weichen nicht mehr als 1 ms voneinander ab. Diese Abweichung kann durch die beschränkte Messgenauigkeit aufgrund der Abtastzeit von 1 ms erklärt werden.

Die Anstiegszeit $t_{Anstieg}$ und Abfallzeit t_{Abfall} des Hydraulikdrucks in der Radbremse bedeuten jeweils, wie viel Zeit benötigt wird, um den Bremsdruck in der Radbremse von null auf einen gewissen Wert aufzubauen und vom vollständig aufgebauten Druckniveau auf einen gewissen Wert abzubauen. Da mit Hilfe anderer Tests bestimmt wurde, dass der Bremsdruck in der Radbremse mit zunehmendem Druck in der Druckversorgung schneller auf- und abbaut, wird eine große Druckversorgung für die weiteren Untersuchungen berücksichtigt, um die Leistungsfähigkeit der Bremsleitung auszunutzen. Wird die Druckversorgung mit 130 bar als Referenzwert am Anfang der Bremsleitung angenommen, lässt sich die Druckanstiegs- und -abfallzeit über die jeweilige Druckänderung in Abbildung 3.20 c) und d) für beide Leitungsvarianten darstellen.

Die Betrachtung beider Diagramme zeigt, dass, wie erwartet, der Bremsdruck in der Doppelleitung generell viel schneller als in den Einzelleitung auf- und abgebaut werden kann. Die Anstiegsrate bzw. Abfallrate in der Doppelleitung ist aber im Vergleich zur Einzelleitung weniger als verdoppelt (mehr als halbierte Anstiegszeit in Abbildung 3.20 c) und mehr als halbierte Abfallzeit in Abbildung 3.20 d)), da die zusätzliche Leitungsstrecke, die mit den T-Stücken in die Bremsleitung eingebaut werden musste und durch die die Bremsflüssigkeit auch strömen muss, nach der Bernoulli'schen Gleichung einen höheren Energieverlust und dementsprechend weniger Volumenänderung in der Radbremse in einem bestimmten Zeitraum verursacht. Dies stimmt mit der theoretischen Betrachtung überein.

Testprogramm der Rampe-Funktion

Im zweiten Testprogramm wird das Einlass- und Auslassventil durch eine Rampe-Funktion angesteuert, um die Regelbereiche des Einlass- und Auslassventils zu bestimmen. Dieses Testprogramm wird nur mit der Einzelleitung durchgeführt, damit die Regelbereiche der einzelnen Ventile besser bestimmt werden können. Der Testprogrammablauf wird in Abbildung 3.21 dargestellt.

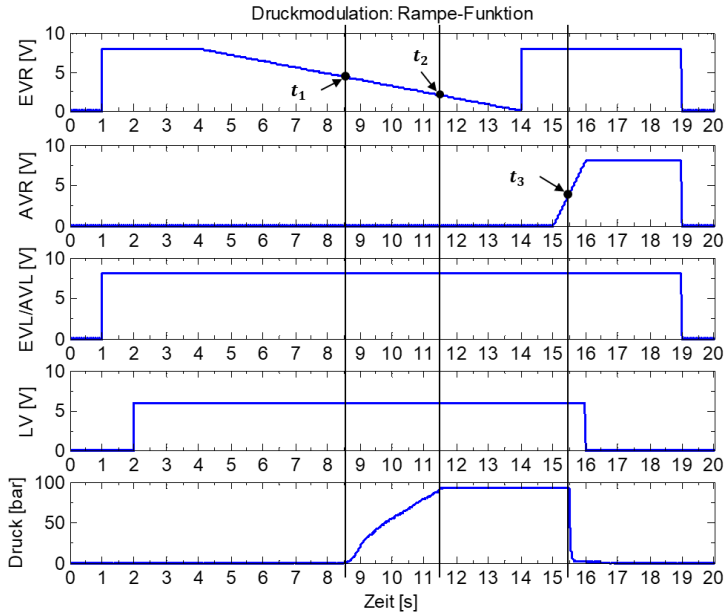


Abbildung 3.21: Testprogramm der Rampe-Funktion

Es ist in Abbildung 3.21 zu beobachten, dass sich der Bremsdruck bei Absenkung der Steuerspannung zwischen den Zeitpunkten t_1 und t_2 ändert. Das Einlassventil ist innerhalb des Regelbereichs, der durch die Ober- und Untergrenze definiert wird, regelbar. Im Gegensatz hierzu ist festzuhalten, dass beim Auslassventil kaum ein Regelbereich besteht.

Des Weiteren ist zu bestimmen, ob der Regelbereich des Einlassventils durch die Abnahmerate der Steuerspannung oder durch den Versorgungsdruck in der Bremsleistung beeinflusst werden kann. Der Einfluss der Abnahmerate der Steuerspannung bei einem bestimmten Versorgungsdruck und der Einfluss des Versorgungsdrucks bei einer bestimmten Abnahmerate der Steuerspannung werden jeweils in Abbildung 3.22 a) und b) gezeigt.

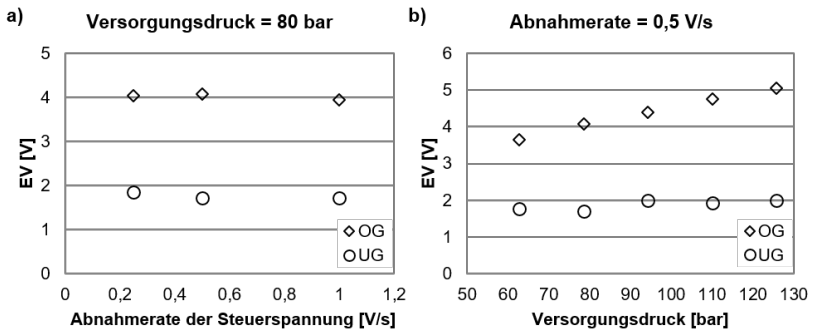


Abbildung 3.22: Einfluss der a) Abnahmerate der Steuerspannung und b) des Versorgungsdrucks, OG = Obere Grenze und UG = Untere Grenze des Regelbereichs

Wie aus den beiden Diagrammen hervorgeht, hat die Abnahmerate der Steuerspannung kaum Einfluss auf den Regelbereich des Einlassventils. Andererseits nimmt die Obergrenze des Regelbereichs linear mit zunehmendem Versorgungsdruck leicht zu.

Testprogramm der Impuls-Funktion

Im dritten Testprogramm wird das Einlass- und Auslassventil durch eine Einzelimpuls-Funktion angesteuert, um die minimale Pulsweite des Einlass- und Auslassventils, die zu einer signifikanten Druckänderung im Radbremszylinder führt, zu bestimmen. Der Testprogrammablauf wird in Abbildung 3.23 dargestellt.

Zum Zeitpunkt $t = 4,2 \text{ s}$ wird das Einlassventil durch einen Einzelimpuls mit einer bestimmten Pulsweite angesteuert. Diese Pulsweite wird ausgehend von 1 ms in mehrmaligen Tests jeweils um 1 ms erhöht, bis eine nach der 3σ -Regel erkannte signifikante Druckänderung in der Radbremse festgestellt werden kann. Diese so ermittelte Pulsweite wird als minimale Pulsweite des Einlassventils angenommen. Das Einlassventil wird ab der fünften Sekunde komplett geöffnet. Der maximale Bremsdruck wird in der Radbremse aufgebaut und für eine Sekunde gehalten. Anschließend wird das Auslassventil durch einen Einzelimpuls angesteuert. Diese Pulsweite von 1 ms wird ebenfalls in mehrmaligen

Tests jeweils um 1 ms erhöht, bis eine signifikante Druckabsenkung in der Radbremse erkannt werden kann. Diese Pulsweite wird als minimale Pulsweite des Auslassventils angenommen.

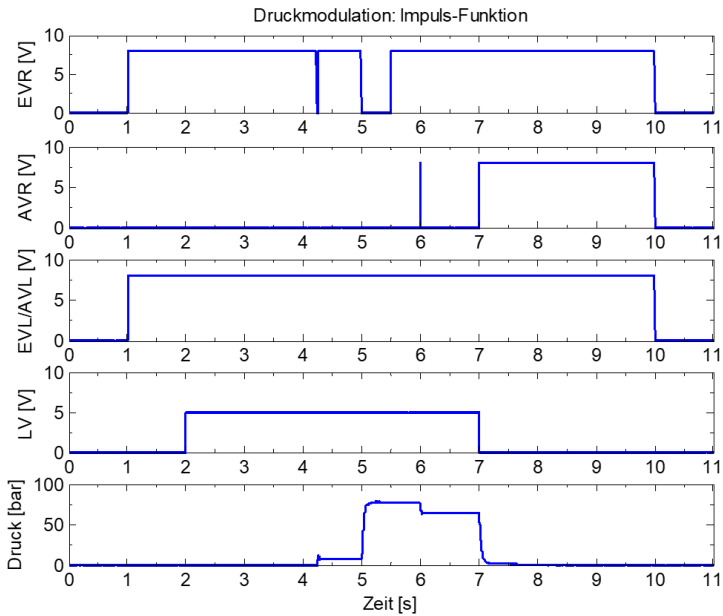


Abbildung 3.23: Testprogramm der Einzelimpuls-Funktion

Die Ergebnisse für die Einzelleitung werden in Abbildung 3.24 über den Versorgungsdruck jeweils für das Einlass- und Auslassventil dargestellt.

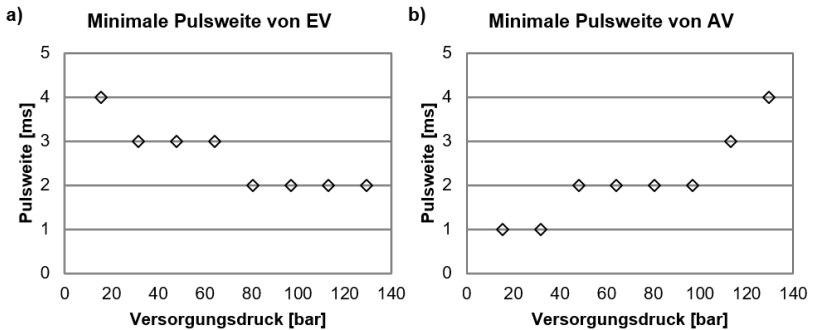


Abbildung 3.24: Minimale Pulsweite des a) Einlass- und b) Auslassventils

In den Diagrammen ist zu beobachten, dass die minimale Pulsweite des Einlassventils mit zunehmendem Versorgungsdruck abnimmt, während sich die minimale Pulsweite des Auslassventils mit zunehmender Druckvorgabe erhöht. Neben den minimalen Pulsweiten des Einlass- und Auslassventils können durch dieses Testprogramm auch die Zusammenhänge zwischen der Druckänderung in der Radbremse und der Pulsweite des Einlass- und Auslassventils ermittelt werden. Diese Ergebnisse werden in Abbildung 3.25 beispielhaft für drei Pulsweiten dargestellt.

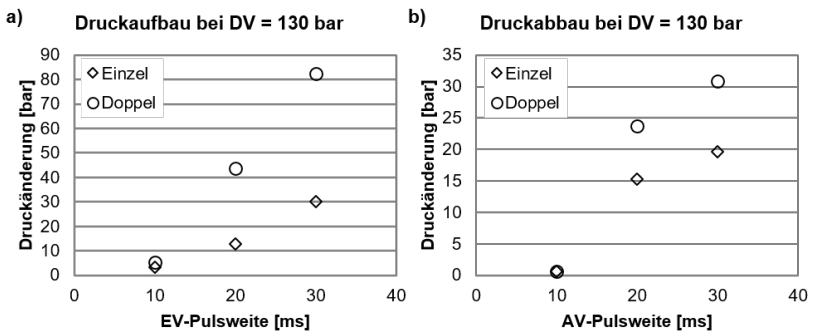


Abbildung 3.25: Zusammenhang zwischen der Druckänderung in der Radbremse und der Pulsweite des a) Einlass- und b) Auslassventils

Mit Hilfe der Kenntnisse der minimalen Pulsweiten sowie der Zusammenhänge zwischen der Druckänderung und der Pulsweite lassen sich stationäre Arbeitspunkte und komplexe frequenz- und amplitudenabhängige Bremsdruckverläufe im Echtzeitprüfstandrechner vorab programmieren sowie eine Echtzeit-ABS-Regelung zum Bremsversuch mit dem Reifen-Fahrwerk-System umsetzen. Ein Beispiel eines stufenweisen und eines schwankenden Druckaufbaus wird in Anhang A.2 gezeigt. Die Frequenz und Amplitude der Drucksprünge bzw. -schwankungen können je nach Anforderung der Untersuchung durch die Verstellung der Frequenz und des Tastgrades sowie durch die Phasen Anpassung der Einlass- und Auslassventilpulse moduliert werden.

Fazit

Es lassen sich einige Schlussfolgerungen aus der Charakterisierung beider Leitungsvarianten ziehen.

1. Die Doppelleitungen weisen deutlich bessere Ergebnisse auf, um einen schnelleren Druckaufbau und -abbau zu erreichen. Sie haben eine etwa doppelte Druckanstiegs- und -abfallrate im Vergleich zur Einzelleitung. Aus diesem Grund ist die Doppelleitung zur Erzeugung eines sprungförmigen Bremsdruckverlaufs in der Radbremse besser geeignet.
2. Zum Aufbau eines frequenz- oder amplitudenabhängigen stufigen oder schwankenden Bremsdruckverlaufs in der Radbremse soll dagegen die Einzelleitung aufgrund des geringeren Volumenstroms und einer deswegen besseren Steuerbarkeit der Amplitude der Druckänderungen in der Radbremse zum Einsatz kommen.

3.3.5 Modellierung

Die modifizierte hydraulische ABS-Bremsanlage mit dem modifizierten Hydroaggregat wird in Simulink mit Hilfe der Simhydraulics® Software von MathWorks® als ein Modellblock abgebildet.

Auf der Grundlage des hydraulischen Schaltplans in Abbildung 3.16 wird das Simulationsmodell für die Leitungsvariante mit einem einzelnen Bremskreis

mit entsprechenden Komponenten, wie in Abbildung 3.26 dargestellt, aufgebaut. Die konkreten Schritte zum Aufbau des Simulationsmodells und deren Parametrierung werden in der Diplomarbeit [Zhan12] vorgestellt.

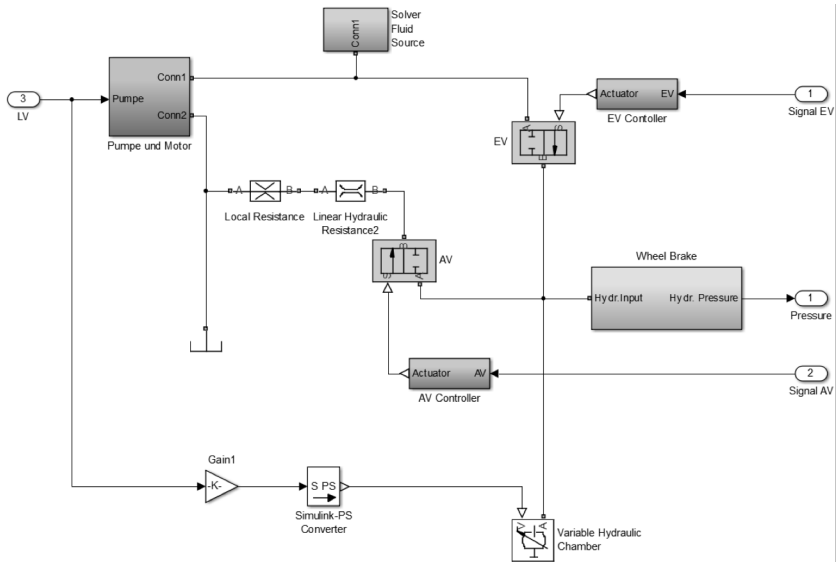


Abbildung 3.26: Simulationsmodell der modifizierten hydraulischen Bremsanlage

3.4 Simulationsmodelle

Als Unterstützung für die Prüfstandmessung hat die simulationsgestützte Untersuchung den Vorteil der vollständigen Reproduzierbarkeit und kann bei der Formulierung von Untersuchungshypothesen, der Versuchsplanung und ggf. der Komplettierung der im Umfang begrenzt durchführbaren experimentellen Untersuchungen helfen. Für die Entwicklung mechatronischer Systeme stehen je nach Anwendungsbereich diverse Softwarewerkzeuge zur Verfügung. Abbildung 3.27 zeigt einen Überblick gängiger Softwarewerkzeuge für die jeweiligen Mechatronikdomänen [Geor09].

	Mechatronikdomäne	CAE-Domäne	Softwarewerkzeuge
Mechatronik	Konstruktion	CAD	Catia, Pro/Engineer, AutoCAD ...
	Mechanik	MKS FEM	Adams, Simpack, Dymola Abaqus, Permas, Nastran
	Steuer- und Regelungstechnik	CACSD, MBD	Matlab/Simulink, Matrix-X, MSC.Easy 5 ...
	Hydraulik	Hydrauliksimulation	DSHplus Matlab/Simulink Toolbox ...
	Elektrotechnik	Schaltungs-CAD ...	OrCAD Capture ...
	Informatik	Rechnerbasiertes HW/SW-Design ...	System C Simulink Embedded Target Simulink System Genrator

Abbildung 3.27 Softwarewerkzeuge der Mechatronikdomänen, nach [Geor09]

Die Untersuchung komplexer technischer Fragestellungen in der Fahrwerkentwicklung wird aufgrund von Nichtlinearitäten der Bewegungen und Kräfte von Einzelteilen hauptsächlich mit Mehrkörpersimulationsmodellen durchgeführt [Geor09]. Die in der Automobilindustrie am häufigsten verwendeten MKS-Softwarewerkzeuge sind Adams von der Firma MSC.Software und SIMPACK von der Firma SIMPACK AG. Bedingt durch die vorhandene Softwareinfrastruktur des Karlsruher Institutes für Technologie (KIT) kommt in der vorliegenden Arbeit das Softwarepaket Adams/Car von MSC.Software zum Einsatz. Das Simulationsmodell des gesamten Systems Reifen-Fahrwerk-Prüfstand wird als MKS-Modell abgebildet, mit dem die Untersuchung des Schwingungsverhaltens und der Kraftübertragung auf Basis der kinematischen und elastokinematischen Grundauslegung des Viertelfahrzeugs durchgeführt werden kann. Mit dieser Vorgehensweise sind realitätsnahe Ergebnisse zu ermitteln.

Die Leistungsfähigkeit des MKS-Simulationsmodells ist stark von den Qualitäten einzelner Komponenten abhängig [Ammo97]. Zur genauen Modellierung der grundlegenden Charakteristiken sowie nichtlinearen Eigenschaften der Bestandteile werden die Fahrwerkkomponenten (Aufbaufeder, Stoßdämpfer,

Gummilager), der Reifen und die Fahrbahnoberfläche an spezifischen Prüfständen vermessen, mit Hilfe geeigneter Methoden abgebildet und dann durch verschiedene Schnittstellen, die in Adams zur Verfügung stehen, mit den MKS-Modellen der Radaufhängung und des Innentrommelprüfstands gekoppelt. Abbildung 3.28 stellt das Gesamtkonzept dieses MKS-Simulationsmodells dar.

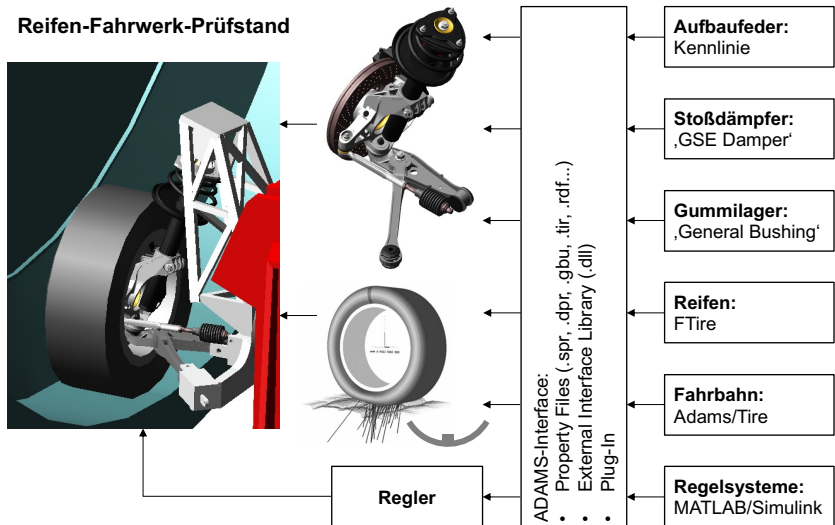


Abbildung 3.28: Gesamtkonzept des MKS-Simulationsmodells

Auf die Modellierung der Subsysteme sowie deren Kopplung mit dem Gesamtmodell wird im Folgenden detailliert eingegangen.

3.4.1 McPherson-Radaufhängung und IPS

Der Aufbau der McPherson-Radaufhängung erfolgt anhand der Konstruktion der real ausgeführten Vorderachse des Porsche 996. Die Koppellemente zwischen den einzelnen Bauteilen entsprechen ebenfalls der Konstruktion und sind

dem entsprechend durch Fixverbindungen, Gelenke oder Elastomerlager realisiert. Die Parametrierung sämtlicher Massen und Massenträgheiten wird anhand der Daten vom Hersteller und der Prüfung im Labor durchgeführt. Die Vermessung dieser Radaufhängung wird in [Schm12] und [Tipp12] beschrieben. Des Weiteren wird in [Tipp12] ein CAE-Modell des Radträgers aufgebaut. Ebenfalls wird der Innentrommelprüfstand (IPS) zusammen mit der Adaptervorrichtung für die Radaufhängung anhand der Konstruktion, der Massen und Massenträgheiten der Bauteile als MKS-Modell abgebildet, wie in Abbildung 3.29 dargestellt.

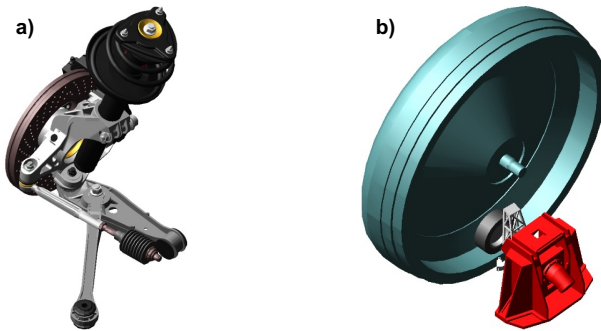


Abbildung 3.29: MKS-Modelle der a) McPherson-Radaufhängung und b) des Innentrommelprüfstandes

Der Radlastkasten der starren Radführung des Prüfstandes, an den die Adaptervorrichtung montiert wird, hat einen Freiheitsgrad in der Vertikalrichtung, um den Einfederweg der Radaufhängung in Bezug auf den Top-Mount einzustellen.

Aufbaufeder

Die Aufbaufeder wird auf Basis der Vermessung der Federkraftkennlinie abgebildet. Diese gemessene Kennlinie wird dann als eine $n \times 2$ Matrix (n ist die Länge der Datenpaare) in einer *.XML-Datei gespeichert und in das MKS-Modell eingesetzt. Die *.XML-Datei in Adams unterstützt die Abbildung einer

linearen als auch einer nichtlinearen Kraftcharakteristik und ermöglicht die Auswahl zwischen Federkraft-Federweg-Kennlinie und Federkraft-Federlänge-Kennlinie. In diesem Simulationsmodell wird die Federkraft-Federlänge-Kennlinie eingesetzt.

Stoßdämpfer

Ein Ersatzmodell des verwendeten Stoßdämpfers wird in [Trou02] auf Basis einer geeigneten Modifikation des Besinger-Dämpfermodells [Besi95] entwickelt und parametrisiert. Dieses dynamische Dämpfermodell wird zunächst in MATLAB/Simulink mit nichtlinearen Differenzialgleichungen abgebildet und danach durch das Adams-Interface „GSE Damper“ (GSE: engl. General State Equation) in das MKS-Simulationsmodell eingesetzt. Das Interface „GSE Damper“ ermöglicht, die dynamischen Dämpfermodelle, die in MATLAB/Simulink außerhalb Adams abgebildet und mit Hilfe von RealTime Workshop (RTW) als eine *.dll-Datei exportiert werden, in Adams zu importieren.

Gummilager

In der verwendeten McPherson-Radaufhängung sind insgesamt drei Gummilager angeordnet, die sich an den Anbindungsstellen der Radaufhängung an die Karosserie befinden, wie in Abbildung 3.30 dargestellt.

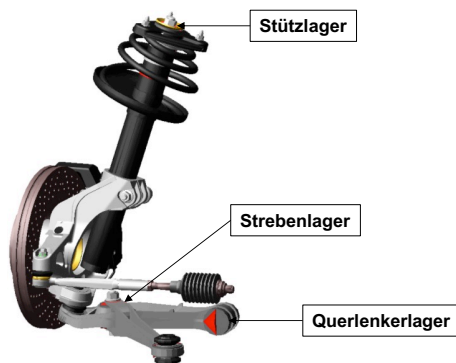


Abbildung 3.30: Gummilager in der McPherson-Radaufhängung

Die drei Gummilager werden in [Trou02] anhand des Berg-Modells [Berg98] abgebildet und parametrisiert. Um eine bessere Einbindung der Gummilagereigenschaften in Adams zu schaffen, werden die Gummilager in der vorliegenden Arbeit durch das „General Bushing“-Modell, das direkt in Adams/Car Ride als Komponente verfügbar ist, modelliert und parametrisiert. Das „General Bushing“-Modell setzt das „Bouc-Wen“-Hysteresemodell [Isma09] zur Beschreibung der Amplitudenabhängigkeit und die Adams TFSISO-Elemente (engl. Transfer Function, Single-Input, Single-Output) zur Beschreibung der Frequenzabhängigkeit der Gummieigenschaften ein. Abbildung 3.31 zeigt einen schematischen Überblick über dieses Gummilagermodell.

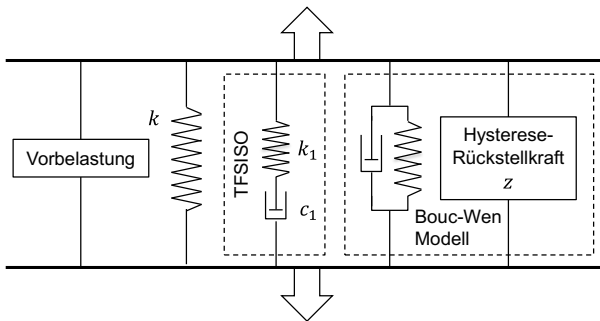


Abbildung 3.31: „General Bushing“-Modell des Gummilagers

Die Vorbelastung und die Feder mit der Steifigkeit k repräsentieren hier jeweils die Offset-Kraft und die statische Federkraft im Gummilager. Die gesamte Kraft des Gummilagers in einer bestimmten Richtung setzt sich daher aus den Kräften der drei Komponenten zusammen: die statische Federkraft, TFSISO und Bouc-Wen. Alle Parameter dieses Modells können aus den Messdaten der Gummilager mit Hilfe von „Isolator Parameter Identification Tool (IPIT)“ in Adams/Car Ride identifiziert werden.

3.4.2 Reifen

Für die Gesamtfahrzeugsimulationen in Mehrkörpersimulationsprogrammen sind in der Fahrzeugindustrie vielfach die kommerziellen Reifenmodelle FTire [Gips06], RMOD-K [Oert99] und SWIFT [Bess04] im Einsatz [Benz08].

Da das physikalische Reifenmodell FTire in Adams direkt verfügbar ist, wird es im MKS-Gesamtsimulationsmodell zur Abbildung des Reifenverhaltens verwendet. Die Entwicklungsgeschichte und die Anwendungen des FTire-Reifenmodells im Zusammenhang mit der Fahrzeugdynamik werden in [Gips07] beschrieben. Das FTire-Reifenmodell (Flexible Ring Tire Model) bildet den Reifengürtel als einen dehnbaren und flexiblen diskreten Ring ab. Aufgrund dieses diskreten Reifengürtels mit einer gewissen Anzahl von Gürtелеlementen können das Verformungsverhalten und die Dynamik des Reifens bei Überrollen von Unebenheiten bis 150 Hz abgebildet werden. Weiterhin ist jedem Gürtелеlement eine bestimmte Menge (5 – 40, je nach Genauigkeitsanforderungen) von masselosen Laufstreifen- oder Kontaktelementen zugeordnet, die durch nichtlineare Federn und Dämpfer in radialer, tangentialer und lateraler Richtung mit dem Gürtелеlement und dessen nächsten Nachbarn gekoppelt sind. Mit Hilfe dieser Laufstreifenelemente lässt sich die Dynamik des Reifens im Reifen-Fahrbahn-Kontakt abbilden.

Um das FTire-Reifenmodell zu parametrieren, wird der betreffende Reifen zunächst nach dem standardisierten Messverfahren [cosi1] für FTire-Parametrierung am Prüfstand (wie z. B. IPS) vermessen. Das parametrierte FTire-Modell kann dann in einer *.tir-Datei, in der alle wichtige Informationen des Reifens für die Simulation erhalten sind, gespeichert werden und anschließend ins MKS-Simulationsmodell in Adams eingesetzt werden. Die FTire-Implementierung in Adams wird durch das Programmpaket Adams/Tire realisiert.

3.4.3 Fahrbahn

Als wichtige Grundlage der simulationsgestützten Untersuchung in Abschnitt 7.5 wird in der vorliegenden Arbeit die Fahrbahn als ein 2D-Modell abgebildet,

in dem die longitudinale Unebenheit des Fahrbahnprofils als Abweichung jedes Punktes entlang der Fahrtrichtung betrachtet wird. Der in [Agos14], [cosi1] beschriebene Ansatz zur Abbildung der Oberflächenunebenheiten der Fahrbahnprofile nach der Norm ISO 8608 [ISO1] kommt hier zum Einsatz.

Die Norm ISO 8608 befasst sich mit der Klassifikation der Fahrbahnprofile in acht Kategorien, die von A bis H benannt sind. Diese Klassifikation basiert auf dem Vergleich der gemessenen einseitigen Leistungsspektraldichten (engl. PSD, Power Spectral Density) von Fahrbahnprofilen und definiert die Kategorien durch deren PSD-Bereiche. Die Norm ISO 8608 [Dodd73] beschreibt ebenfalls eine Methodik zur Erzeugung der Fahrbahnprofile durch die Implementierung von unterschiedlichen Prozeduren aus den gemessenen Daten der Fahrbahnprofile vor Ort. Die häufig verwendete Prozedur gibt eine Beschreibung der Fahrbahnunebenheiten durch die Berechnung von PSD der vertikalen Verschiebung des Fahrbahnprofils G_d sowohl als Funktion der Ortsfrequenz n ($n = \Omega/2\pi$ Zyklen/m) als auch als Funktion der Winkelfrequenz Ω an. Die Fahrbahnklassen werden aufgrund der Berechnung der PSD $G_d(n_0)$ und $G_d(\Omega_0)$ von Fahrbahnprofilen mit den Referenzwerten von Ortsfrequenz $n_0 = 0,1$ Zyklen/m und Winkelfrequenz $\Omega_0 = 1$ rad/m definiert. Tabelle 3.4 stellen die in der Norm ISO 8608 angegebenen Fahrbahnklassen dar.

Tabelle 3.4: Maßstab der Fahrbahnklassen nach ISO 8608

Fahrbahnklasse	$G_d(n_0)$		$G_d(\Omega_0)$	
	Untere Grenze	Obere Grenze	Untere Grenze	Obere Grenze
A	-	32	-	2
B	32	128	2	8
C	128	512	8	32
D	512	2048	32	128
E	2048	8192	128	512
F	8192	32768	512	2048
G	32768	131072	2048	8192
H	131072	-	8192	-
	$n_0 = 0,1$ Zyklen/m		$\Omega_0 = 1$ rad/m	

Auf Basis der Werte von $G_d(n_0)$ und $G_d(\Omega_0)$ in Tabelle 3.4 werden die Fahrbahnprofile in ISO 8608 durch die folgenden Formeln definiert:

$$G_d(n) = G_d(n_0) \cdot \left(\frac{n}{n_0}\right)^{-2} \quad (3.11)$$

$$G_d(\Omega) = G_d(\Omega_0) \cdot \left(\frac{\Omega}{\Omega_0}\right)^{-2} \quad (3.12)$$

Wenn die PSD-Funktion der vertikalen Verschiebung des Fahrbahnprofils bekannt ist, kann ein künstliches Fahrbahnprofil durch den folgenden Ausdruck beschrieben werden [Agos14]:

$$\begin{aligned} h(x) &= \sum_{i=0}^N A_i \cos(2\pi \cdot n_i \cdot x + \varphi_i) \\ &= \sum_{i=0}^N \sqrt{2 \cdot \Delta n \cdot G_d(i \cdot \Delta n)} \\ &\quad \cdot \cos(2\pi \cdot n_i \cdot x + \varphi_i) \\ &= \sum_{i=0}^N \sqrt{2 \cdot \Delta n} \cdot 2^k \cdot 10^{-3} \cdot \left(\frac{n_0}{i \cdot \Delta n}\right) \\ &\quad \cdot \cos(2\pi \cdot i \cdot \Delta n \cdot x + \varphi_i) \end{aligned} \quad (3.13)$$

wobei:

x : die Abszissenachse von 0 bis zu der Länge des Fahrbahnprofils L

A : die Amplitude

$\Delta n = 1/n$: die Frequenzauflösung

B : das Abtastintervall

$n_{max} = 1/B$: die maximale theoretische Abtastortsfrequenz

$N = n_{max}/\Delta n = L/B$: Anzahl der Proben

k : eine Konstante zwischen 3 und 9 für die Fahrbahnklassen von A bis H

φ_i : ein stochastischer Phasenwinkel nach einer probabilistischen Verteilung zwischen 0 und 2π

Tabelle 3.5: k-Werte für die ISO-Fahrbahnklassen

Fahrbahnklasse		k
Untere Grenze	Obere Grenze	
A	B	3
B	C	4
C	D	5
D	E	6
E	F	7
F	G	8
G	H	9

Die nach Formel (3.13) erzeugten Fahrbahnprofile für die Fahrbahnklassen nach ISO 8608 werden in Abbildung 3.32 beispielsweise für eine Abtastfrequenz von 1000 Hz, eine Geschwindigkeit von 60 km/h und eine Simulationszeit von 2 Sekunden über die Abszissenachse der Fahrbahn dargestellt.

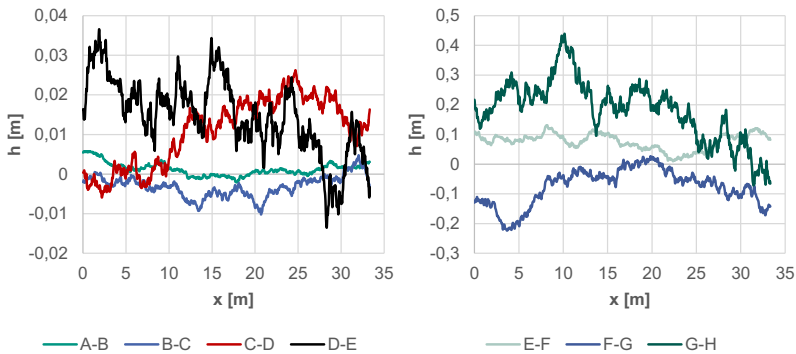


Abbildung 3.32: Erzeugte Fahrbahnprofile für die Fahrbahnklassen nach ISO 8608 bei 60 km/h für 2 Sekunde

FTire unterstützt eine Vielzahl von Fahrbahnmodellen, die in verschiedenen Formaten formuliert werden. Die meisten *.rdf-Dateien, die in Adams/Tire zur Abbildung von 2D- und 3D-Fahrbahnen verwendet werden, können direkt mit

dem FTire-Reifenmodell zusammenarbeiten. Für die Simulationen mit Schlagleisten beliebiger Querschnitte auf der Innentrommel und mit Fahrbahnunebenheiten beliebiger Fahrbahnklassen nach ISO 8608 können die 2D-Fahrbahnmodelle der Typen „DRUM“ und „STOCHASTIC_UNEVEN“ direkt zum Einsatz kommen.

3.4.4 Regelsystem

Wie in Abbildung 3.27 gezeigt, hat sich MATLAB/Simulink für den Reglerentwurf in der Steuerungs- und Regelungstechnik über die Automobilindustrie hinaus als Standard etabliert [Geor09]. Aus diesem Grund werden die Regelsysteme in der vorliegenden Arbeit immer in MATLAB/Simulink aufgebaut. Zur Simulation der geregelten ABS-Bremmung mit dem MKS-Simulationsmodell ist deshalb eine Co-Simulation zwischen Adams/Car und MATLAB/Simulink erforderlich. Diese Co-Simulation kann in Adams/Car durch die zwei Plug-Ins, d. h. Adams/Control und Adams/Mechatronics, implementiert werden. Adams/Control ermöglicht die Verknüpfung der MKS-Modelle in Adams mit den Blockdiagrammen, die in den Softwarewerkzeugen für Steuerungs- und Regelungsapplikationen wie z. B. EASY5®, MATLAB® oder MATRIXx® entwickelt werden. Die Verknüpfungskonzepte zwischen einem MKS-Fahrzeugmodell und einem PSM-Regelsystem (PSM: Porsche Stability Management) durch Adams/Control werden in [Geor09] ausführlich untersucht. Auf Basis der Funktionalitäten von Adams/Control hat die Firma MSC.Software das Plug-In Adams/Mechatronics entwickelt, das die Integration der Regelsysteme in die mechanischen Modelle weiter erleichtert. Um die Verknüpfung mit Hilfe von Adams/Control oder Adams/Mechatronics durchzuführen, kann man entweder 1) das MKS-Simulationsmodell als Adams-Plant exportieren und dann in der Simulationsumgebung von MATLAB/Simulink zusammen mit dem Regelsystem den Regelkreis aufbauen und simulieren oder 2) das Regelsystem in MATLAB/Simulink durch MathWorks® Real-Time Workshop als *.dll-Datei exportieren und dann in die Simulationsumgebung von Adams/Car einbinden.

In der vorliegenden Arbeit wird die Co-Simulation durch das in Adams/Car verfügbare Plug-In Adams/Mechatronics nach der ersten Methode implementiert. Abbildung 3.33 zeigt schematisch die Implementierung der Co-Simulation zwischen dem MKS-Simulationsmodell des Systems Reifen-Fahrwerk-Prüfstand und dem Regelsystem.

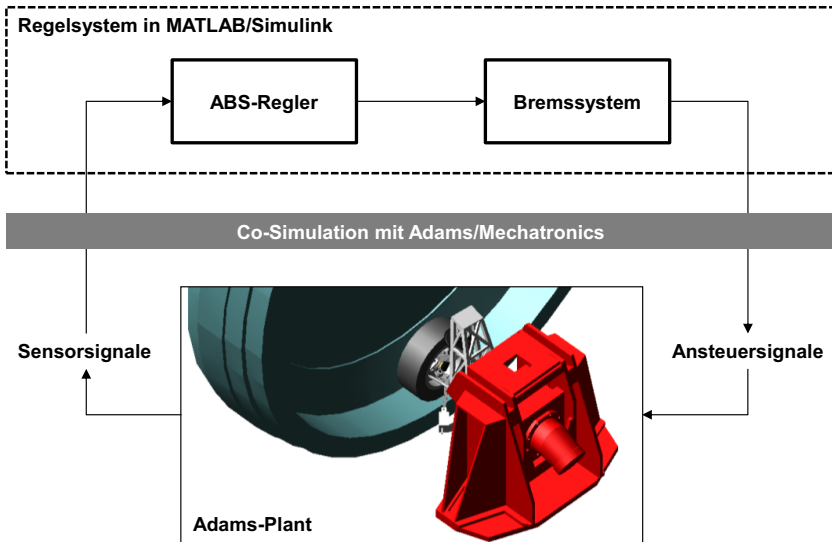


Abbildung 3.33: Co-Simulation zwischen MKS-Simulationsmodell und Regelsystemmodell

In Adams/Mechatronics können die benötigten Sensor- und Ansteuersignale im MKS-Simulationsmodell und Regelsystem definiert werden. Das graphische Interface „Signal Manager“ in Adams/Mechatronics, wo das mechanische System mit dem Regelsystem verknüpft wird, schließt die Sensorsignale im MKS-Modell an die Eingänge des Regelsystems und ebenfalls die Ausgänge des Regelsystems an die Ansteuersignaleingänge im MKS-Modell an. Der ABS-Regler in Abbildung 3.33 soll die für die experimentelle Untersuchung verwendeten ABS-Regelalgorithmen (vgl. Kapitel 7) wiedergeben. Das Bremssystem entspricht dem in Abschnitt 3.3.5 aufgebauten Hydraulikmodell der modifizierten hydraulischen ABS-Bremsanlage am Prüfstand.

4 Reifenvermessung

Als einzige Komponente des Fahrzeugs, die in Kontakt mit der Fahrbahn kommt, überträgt der Reifen die Fahrbahnanregungen und Reifen-Fahrbahn-Interaktionen ins Gesamtfahrzeugsystem, indem er sie in Kräfte und Momente an der Radnabe transformiert. Um die Einflüsse des Reifens auf das dynamische Verhalten des Reifen-Fahrwerk-Systems experimentell ermitteln zu können, soll das Reifen-Fahrwerk-System, bestehend aus der McPherson-Radaufhängung und dem Rad, mit verschiedenen Reifenvarianten unterschiedlicher Bauart bereift und unter gleichen Betriebsbedingungen am Innentrommelprüfstand untersucht werden. Voraussetzung dafür ist, dass alle Reifenvarianten unbeeinflusst von der Radaufhängung am Prüfstand vermessen werden und dadurch deren wichtigen Eigenschaften bzw. Charakteristiken vor der Untersuchung des Reifen-Fahrwerk-Systems ermittelt werden können. In diesem Kapitel werden die Reifenmessungen vorgestellt, die zur Darstellung einiger grundlegenden Unterschiede zwischen verschiedenen Reifenvarianten geeignet sind. Als Einflussfaktoren sind neben der Reifenbauart auch noch der Fülldruck, die Radlast und die Geschwindigkeit zu nennen. In Abschnitt 4.1 werden die grundlegenden Charakteristiken aller Reifenvarianten, die in der experimentellen Untersuchung verwendet werden, angegeben. Abschnitt 4.2 beschreibt die Umfangskraft-Schlupf-Messung des Reifens, aus der die μ -Schlupf-Kurven jedes Reifens unter verschiedenen Betriebsbedingungen ermittelt werden. In Abschnitt 4.3 werden die Messung der statischen Reifensteifigkeiten und ihre Fülldruckabhängigkeiten dargestellt.

4.1 Grundlegende Charakteristiken

4.1.1 Grundlage des Reifenaufbaus

Pkw-Reifen sind komplexe Verbundkörper aus Materialien mit unterschiedlichen physikalischen Eigenschaften. Sie werden heutzutage nahezu ausschließlich in Radialbauweise produziert und bestehen, wie in Abbildung 4.1 dargestellt, aus den folgenden Bauteilen und Zonen:

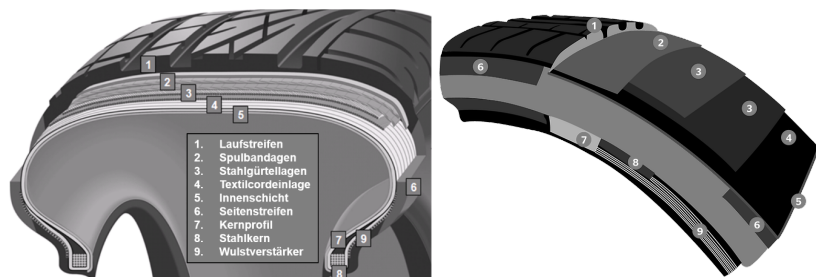


Abbildung 4.1: Reifenaufbau eines PKW-Reifens, nach [Cont05]

Der Laufstreifen (1) bildet den Kontakt zur Fahrbahn und überträgt die dabei entstehenden Kräfte. Die Profilgestaltung in der Lauffläche entscheidet über eine Vielzahl von Reifeneigenschaften wie beispielsweise Kraftschlussverhalten, Abriebverhalten oder Rollwiderstand. Der Stahlgürtel (3) ist ein Verbund aus mehreren Lagen gummierter hochfester Stahldrähte, der im Laufflächenbereich über der Karkasse liegt. Er verleiht der Aufstandsfläche ihre Steifigkeit und steigert die Form- und Fahrstabilität des Reifens. Bei High-Performance-Reifen wird der Gürtel mit einer Endlosbandage aus Nyloncord, die Gürtelabdeckung oder Spulbandagen (2) genannt werden, abgedeckt, damit die Lauffläche zusätzlich verstärkt wird. Dies fördert die Hochgeschwindigkeitsfestigkeit des Reifens und optimiert dadurch Handling und Abriebverhalten. Die Textilkordeinlage (4), die auch Karkasse genannt wird, besteht in der Regel aus gummierten Textilkorden und ist das Gerüst des Reifens. Sie fesselt den

Innendruck, hält den Reifen in Form und verbindet Wulst und Gürtel. Die Innenschicht (5) ist eine Gummischicht im Inneren des Reifens. Sie ersetzt den Reifenschlauch und dient zur Abdichtung des mit Luft gefüllten Innenraums. Der Seitenstreifen (6) besteht aus einer flexiblen Gummischicht und schützt die Karkasse vor Verletzungen. Durch Änderung des Dämpfungsverhaltens kann er den Fahrkomfort beeinflussen. Der Wulst des Reifens, bestehend aus dem Kernprofil (7), dem Stahlkern (8) und dem Wulstverstärker (9), hat die wichtige Aufgabe, den Reifen fest und sicher auf der Felge zu halten [Cont05].

In der vorliegenden Arbeit werden mit Berücksichtigung von Aufwand und Realisierbarkeit nicht alle Variationen der oben genannten Bestandteile eines Reifens untersucht. Anstatt dessen wird die Struktur des Reifens, die die Bauteile von 2 bis 9 einschließt, als eine Einheit angenommen. Das heißt, der Reifen wird als bestehend aus der Architektur (Struktur) und dem Laufstreifen betrachtet. Die Struktur- und Laufstreifenvariationen werden in der experimentellen Untersuchung durchgeführt.

4.1.2 Reifenvarianten

Insgesamt werden sieben Reifenvarianten unterschiedlicher Hersteller, Dimension und Bauart in der experimentellen sowie simulationsgestützten Untersuchung verwendet. Ihre Laufstreifenmuster werden in Abbildung 4.2 gezeigt.



Abbildung 4.2: Reifenvarianten

Einige grundlegende charakteristische Daten aller Reifenvarianten werden in Tabelle 4.1 angegeben.

Tabelle 4.1: Grundlegende Charakteristiken aller Reifenvarianten

Gruppe Nr.	Reifen ID	Hersteller	Beschreibung & Dimension
1	BEH	Goodyear	Sommerreifen Runflat 205/50 R17 89W
	BVW		Sommerreifen 205/50 R17 89W
2	ZP	Michelin	Sommerreifen Runflat 205/50 R17 89V
	HP		Sommerreifen 205/50 R17 93V
3	PSP3		Sommerreifen 205/50 R17 89W
	A4		Winterreifen 205/50 R17 93V
4	S9C		Sportreifen 222/39 R17

Die Messreifen können weiter je nach Bauartvariation und Hersteller in vier Gruppen eingeteilt werden, wie in Tabelle 4.1 gezeigt.

Gruppe 1: Die Reifen BEH und BVW von Goodyear sind beide Sommerreifen und verfügen über die gleiche Laufstreifenmischung aber unterschiedliche Seitenwandsteifigkeit. BEH ist ein Runflat-Reifen mit verstärkter Seitenwand und BVW ist ein Standard-Reifen. Mit den beiden Reifen können die Effekte der Seitenwandsteifigkeit analysiert werden.

Gruppe 2: Die Reifen ZP und HP von Michelin sind beide Sommerreifen und verfügen ebenfalls über eine gleiche Laufstreifenmischung, aber unterschiedliche Seitenwandsteifigkeit. ZP ist ein Runflat-Reifen mit verstärkter Seitenwand und HP ist ein Standard-Reifen. Mit den beiden Reifen können die Effekte der Seitenwandsteifigkeit analysiert und mit denen aus der ersten Gruppe verglichen werden.

Gruppe 3: Die Reifen PSP3 und A4 von Michelin verfügen über die gleiche Architektur, aber unterschiedliche Laufstreifenmischungen. PSP3 ist ein Sommerreifen, aber A4 ist ein Winterreifen. Mit den beiden Reifen können die Effekte der Laufstreifenmischung analysiert werden.

Gruppe 4: Der einzige Sportreifen S9C weist eine andere Dimension als die anderen Messreifen auf. Wegen seiner besonderen Struktur und seines glatten Laufstreifens ohne Profil dient dieser Reifen in der experimentellen Untersuchung als Ergänzungsvariante und kann bei der Analyse und Interpretation der Messergebnisse helfen.

Die sieben Reifenvarianten in Tabelle 4.1 werden nach gleichem Messprogramm bzw. -verfahren am Innentrommelprüfstand vermessen. Alle Messreifen sind gezielt ausgewählt, um die Einflüsse der Reifenbauart, hier den Einfluss der Struktur und den Einfluss des Laufstreifens, auf das dynamische Verhalten des Reifen-Fahrwerk-Systems ermitteln zu können. Der Messreifen BEH wurde in einem vorangegangenen Projekt im FAST nach vollständigem FTire-Standardprogramm vermessen und parametrisiert [FTir1]. Das daraus abgeleitete FTire-Reifenmodell ZF wird als Simulationsreifen im MKS-Simulationsmodell verwendet.

4.2 Umfangskraft-Schlupf-Messung

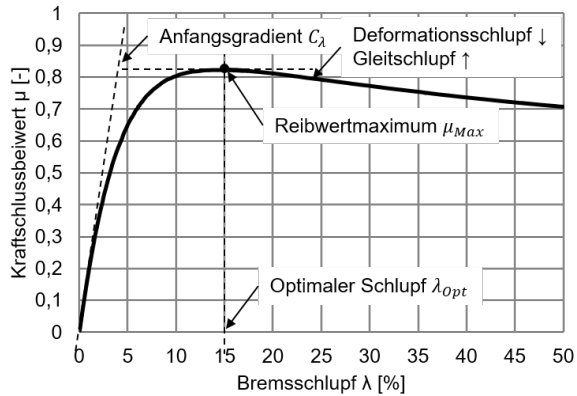
Die μ -Schlupf-Kurve liefert wesentliche Kenntnisse über den Kraftaufbau zwischen Reifen und Fahrbahn und wird für die Parametrierung der meisten Reifenmodelle benötigt. Die Ermittlung der quasi-stationären Bremsschlupfkurve wird für alle Messreifen am Innentrommelprüfstand unter bestimmten Betriebsbedingungen (Fahrbahn, Fülldruck, Radlast, Geschwindigkeit) durch kontinuierliche Verstellung des Schlupfes vorgenommen. Zur Änderung der Fahrbahnbedingungen wird die Innentrommel mit unterschiedlichen Oberflächen, die unterschiedliche Reibbeiwerte aufweisen, beklebt. Alternativ können auch verschiedene Fahrbahnkassetten mit unterschiedlichen Asphalt- oder Betonoberflächen eingebaut werden. Während der Messung wird der Reifen an die Messnabe montiert und durch einen Hydraulikmotor bis zu $\pm 40\%$ Schlupf

betrieben. Die Umfangskraft, die Radlast und der longitudinale Schlupfwert werden aufgezeichnet. Vor Beginn der jeweiligen Messung erfolgt ein Warmfahren mit einer Geschwindigkeit von 50 km/h, einem Fülldruck von 2,5 bar, einer Radlast von 3188 N, einem Schlupfwert von 0% und einem Schräglaufwinkel von $\pm 2^\circ$ über einen Zeitraum von 15 Minuten, damit ein konstanter Ausgangszustand für jeden Reifen erreicht wird. Die untersuchten Betriebsbedingungen werden in Tabelle 4.2 angegeben.

Tabelle 4.2: Messung der μ -Schlupf-Kurven für alle Messreifen

Fahrbahn	Fülldruck	Radlast	Geschwindigkeit
Safety-Walk	2,0 bar	2845 N	30 km/h
Beton	2,5 bar	3188 N	60 km/h
	3,0 bar	4143 N	90 km/h
		5142 N	120 km/h

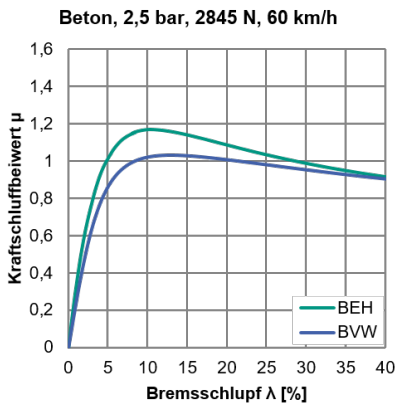
Der Kraftschlussbeiwert μ ist von vielen Parametern abhängig, jedoch haben alle Kurven charakteristische Verläufe, die untereinander ähnlich aussehen. Die μ -Schlupf-Kurve geht vom Ursprung aus, steigt steil bis zum Maximum bei 8 bis 30% Bremsschlupf an und nimmt mehr oder weniger bei noch größeren Schlupfwerten ab. Nach dem vereinfachten Modell des Reifenschlupfes von [Kumm67] dominiert der Deformationsschlupfanteil für kleine Schlupfwerte, der ab einem bestimmten Wert, der maximal möglichen Deformation im Laufstreifen, nicht mehr ansteigt. Dementsprechend sinkt mit weiter zunehmendem Gesamtschlupf der Anteil des Deformationsschlupfes, bis bei einem Wert von 100% für den Gesamtschlupf, gleichbedeutend mit einem blockierten Rad, der Deformationsanteil Null wird und reines Gleiten vorliegt. Dieser Zusammenhang führt zu einer quantitativen Darstellung der μ -Schlupf-Kurve. Der steile Anfangsgradient, bei dem überwiegend Deformationsschlupf vorliegt, wird in vielen Literaturstellen [Zege98], [Dopo03], [Iser06] auch Schlupfsteifigkeit genannt. Neben der Anfangssteigung sind die Höhe des Reibwertmaximums und dessen Lage wichtige Charakteristika der μ -Schlupf-Kurve, wie in Abbildung 4.3 dargestellt. Auf Basis der Kenngrößen lassen sich unterschiedliche μ -Schlupf-Kurven miteinander vergleichen.

Abbildung 4.3: Kenngrößen der μ -Schlupf-Kurve, ähnlich [Fach00]

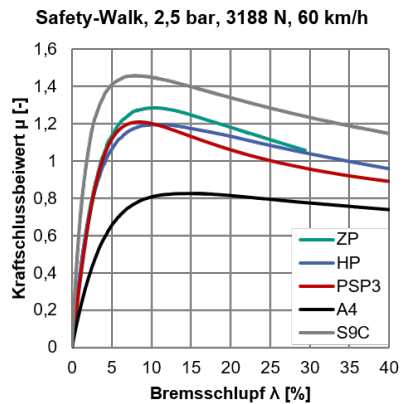
4.2.1 Einfluss der Reifenbauart

In Abbildung 4.4 werden die μ -Schlupf-Kurven der Goodyear-Reifen und Michelin-Reifen jeweils unter gleicher Betriebsbedingung dargestellt.

a) Goodyear-Reifen



b) Michelin-Reifen

Abbildung 4.4: μ -Schlupf-Kurven unterschiedlicher Reifenbauart

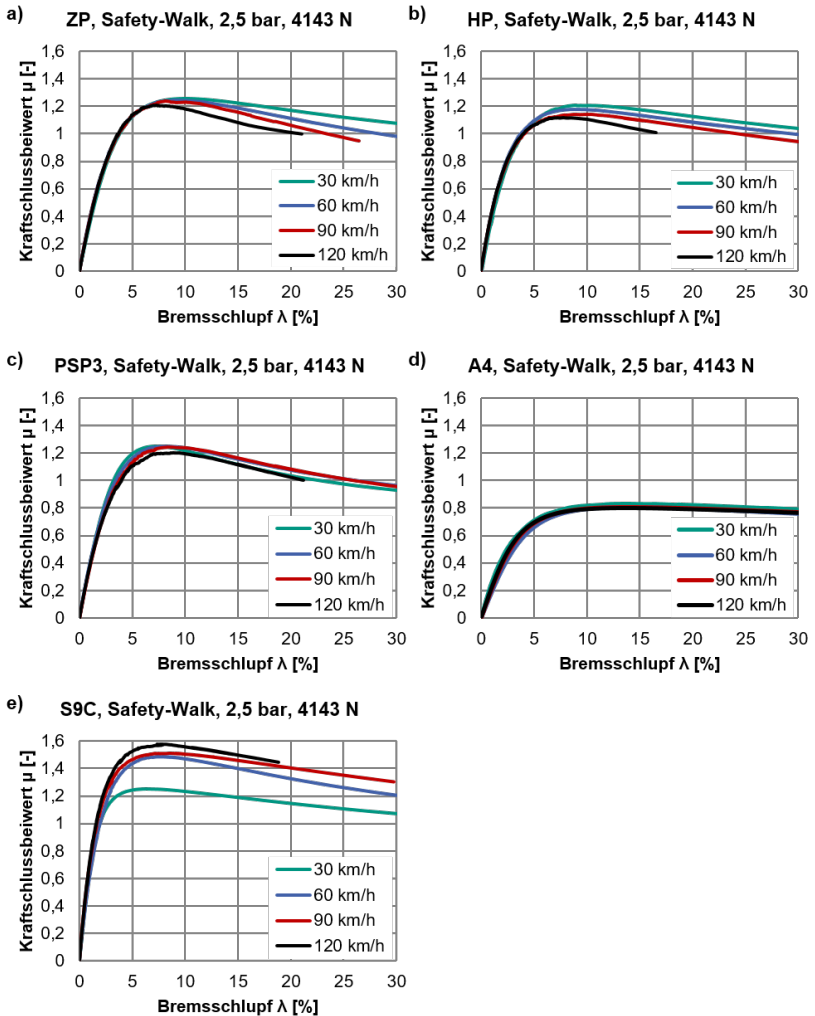
Einige Beobachtungen können aus den beiden Diagrammen gemacht werden. Bei den Michelin-Reifen hat der Rennsportreifen den höchsten maximalen Kraftschlussbeiwert μ_{Max} , da sein Laufstreifen eine kraftschlussoptimierte Gummimischung und außerdem kein Profil aufweist, so dass die Kontaktfläche im Reifenlatsch zwischen Reifen und Fahrbahn besonders groß ist. Im Gegensatz dazu hat der Winterreifen das niedrigste Maximum, da zum einen sein Laufstreifen aus einer weichen Gummimischung gefertigt wird, die für hohen Kraftschluss bei tiefen Temperaturen ausgelegt ist, zum anderen die lamellierten Profilelemente zu einer geringeren Kontaktfläche mit der Fahrbahn führen.

Es ist noch zu beachten, dass beide Runflatreifen signifikant höhere maximale Kraftschlussbeiwerte als die Standardreifen zeigen, obwohl die jeweiligen Runflatreifen genau die gleiche Gummimischung wie die entsprechenden Standardreifen haben. Da der einzige Unterschied zwischen den jeweiligen Runflat- und Standardreifen bei der Seitenwandstruktur liegt, könnte es trotz der gleichen Laufstreifenmischung und des gleichen Fülldrucks sein, dass der Kontaktzustand zwischen Reifen und Fahrbahn bezüglich der Bodendruckverteilung unterschiedlich ist. So wäre es möglich, dass der Runflatreifen aufgrund seiner verstärkten Seitenwand, die in Verbindung mit der Reifenschulter ist, eine gleichmäßigere Flächenpressung in der Kontaktfläche als der Standardreifen hat, was günstig für einen hohen Kraftschlussbeiwert ist.

Mit der gleichen Laufstreifenmischung zeigen die Reifen ZP und HP sehr ähnliche Anfangsgradienten, während sich PSP3 und A4 wegen der unterschiedlichen Laufstreifenmischung und des unterschiedlichen Profils signifikant voneinander unterscheiden. Der Anfangsgradient der μ -Schlupf-Kurve ist hauptsächlich von der Deformation der Gummiprofilelemente im Laufstreifen bzw. von der Steifigkeit und Dämpfung der Gummiprofilelemente abhängig.

4.2.2 Einfluss der Geschwindigkeit

Die Änderungen der μ -Schlupf-Kurven bei einer Geschwindigkeitsvariation unter sonst gleichen Betriebsbedingungen (Safety-Walk, 2,5 bar, 4143 N) sind in Abbildung 4.5 für die Michelin-Reifen dargestellt.

Abbildung 4.5: μ -Schlupf-Kurven bei verschiedenen Geschwindigkeiten

Es kann in Abbildung 4.5 a) und b) beobachtet werden, dass die Änderung der μ -Schlupf-Kurven in Bezug auf die drei Kenngrößen μ_{Max} , λ_{Opt} und C_λ bei

den beiden Reifen ZP und HP sehr ähnlich aussehen. Eine ausführliche Erklärung für die beobachteten Effekte der drei Kenngrößen bei diesen beiden Reifen ist in der Literatur [Gnad95] zu finden. Im Folgenden sind einige Kernpunkte zusammengefasst. Im stabilen Bereich der Kurven liegt im Wesentlichen die Deformationsschlupf vor und dafür ist die Laufstreifenelastizität in der Längsrichtung der entscheidende Faktor. Aus diesem Grund sind die Anfangssteigungen der Kurven verschiedener Geschwindigkeitsvarianten sehr ähnlich. Im Bereich des maximalen Kraftschlussbeiwertes, wo sich der Deformationsschlupf und der Gleitschlupf einander überlagern, ist zum einen eine Abnahme des Maximalwertes und zum anderen eine Verschiebung des Maximums in Richtung kleineres Schlupfwertes mit zunehmender Geschwindigkeit zu beobachten. Diese Effekte sind darauf zurückzuführen, dass die optimale Gleitgeschwindigkeit von ca. 0,2 km/h, bei der die maximale Umfangskräfte übertragen werden können, bei höheren Fahrgeschwindigkeiten ‚früher‘ bzw. bei niedrigeren Schlupfwerten erreicht wird. Bei höherer Abrollgeschwindigkeit haben die Gummiprofilelemente in der Kontaktfläche weniger Zeit in direkten Kontakt mit der Fahrbahnoberfläche zu kommen, sodass vor allem die Adhäsion und damit die übertragbaren Kräfte bzw. der maximale Kraftschlussbeiwert bei höherer Geschwindigkeit sinkt. Nachdem ihr Maximum erreicht wird, fällt die Umfangskraft kontinuierlich ab und es dominiert der Gleitschlupf in der Kontaktfläche. Bei gleicher Schlupfgeschwindigkeit ergibt sich aufgrund der Definition des Schlupfes ein geringerer Schlupfwert bei höheren Geschwindigkeiten. Daraus folgt ein schnellerer Abfall der Kurven nach dem Maximum.

Es kann aber in Abbildung 4.5 c) und d) beobachtet werden, dass der Einfluss der Geschwindigkeit auf das Verhalten der Reifen PSP3 und A4 im Vergleich zu den Reifen ZP und HP relativ gering ist. Dies gilt insbesondere für den Winterreifen A4. Der Kraftschluss des Winterreifens fällt auch mit zunehmender Temperatur, aber nicht stark. Der Grund hierfür ist, dass bereits bei 30 km/h die Temperatur für den Winterreifen zu hoch ist. Eine weitere Steigerung der Temperatur macht dann nicht mehr viel aus, da sich der Reifen bereits auf einem niedrigen Kraftschlussniveau befindet.

Bei dem Sportreifen S9C sind genau umgekehrte Effekte im Vergleich zu den Reifen ZP und HP zu beobachten. Da der Sportreifen bei höheren Geschwindigkeiten bzw. Temperaturen bessere Leistungsfähigkeiten haben muss, wurde hier offenbar eine Gummimischung gewählt, die seinen maximalen Kraftschlussbeiwert mit zunehmender Geschwindigkeit bzw. Temperatur erhöht, wobei sich die Position des Kraftschlussmaximums bezüglich der Schlupfachse zu größeren Werten hin verschiebt.

4.2.3 Einfluss der Radlast

Die Änderungen der μ -Schlupf-Kurven mit Radlastvariation unter sonst gleichen Betriebsbedingungen (Safety-Walk, 2,5 bar, 60 km/h) werden in Abbildung 4.6 für die Michelin-Reifen dargestellt.

Es kann in Abbildung 4.6 a) und b) beobachtet werden, dass die Änderungen der μ -Schlupf-Kurven bei den beiden Reifen ZP und HP sehr ähnlich aussehen. Als größter Effekt ist zu beobachten, dass der maximale Kraftschlussbeiwert mit erhöhter Radlast abnimmt. Da sich die Reifenaufstandsfläche unterproportional mit zunehmender Radlast vergrößert, steigt die Flächenpressung im Reifenlatsch und verringert somit der maximal erreichbare Reibwert bei erhöhter Radlast. Eine Absenkung des maximalen Kraftschlussbeiwertes mit zunehmender Radlast ist ebenfalls bei dem Sportreifen S9C in Abbildung 4.6 e) zu finden.

In Abbildung 4.6 c) und d) ist aber zu beobachten, dass der Einfluss der Radlast auf das Verhalten dieser beiden Reifen PSP3 und A4 ist im Vergleich zu den anderen Reifen sehr gering ist. Eine Absenkung des maximalen Kraftschlussbeiwertes mit zunehmender Radlast ist bei den beiden Reifen nicht zu sehen. Da die beiden Reifen die gleiche Seitenwandstruktur, aber unterschiedliche Laufsteifenmischung haben, lässt es sich vermuten, dass bei den beiden Reifen bei hohen Radlasten trotz Profildeformation ein besserer Kontakt zur Fahrbahn vorliegt.

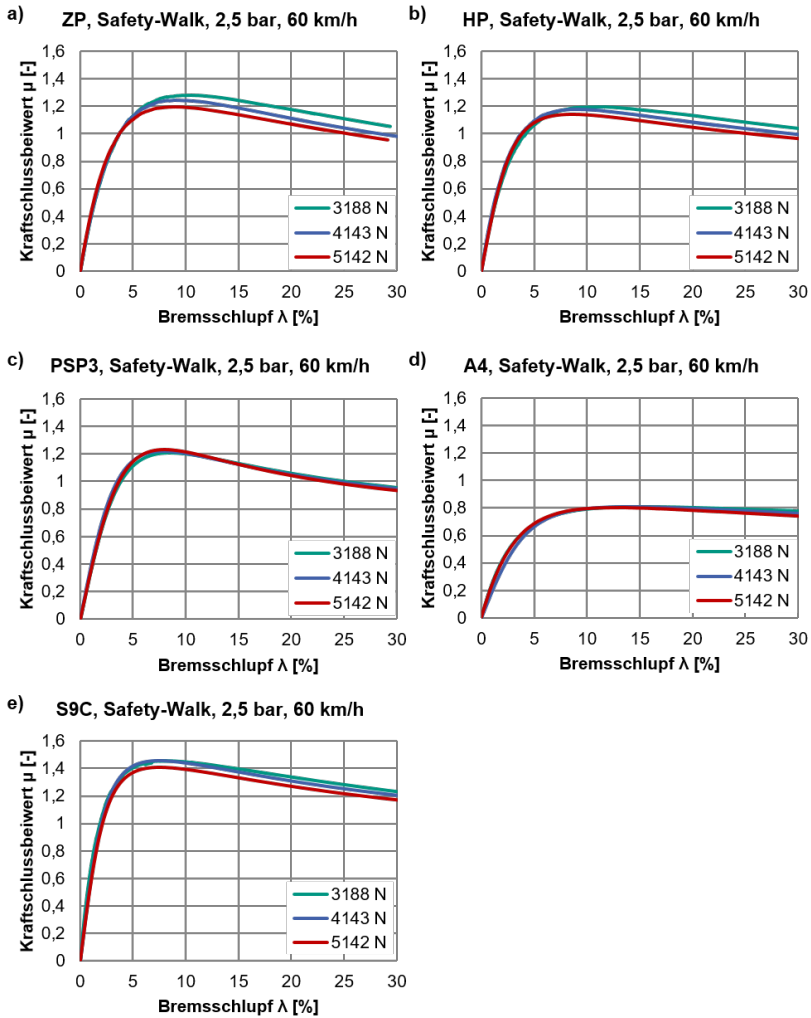


Abbildung 4.6: μ -Schlupf-Kurven der Michelin-Reifen bei drei Radlasten

4.2.4 Einfluss des Fülldrucks

Die Änderungen der μ -Schlupf-Kurven mit einer Fülldruckvariation unter sonst gleichen Betriebsbedingungen (Safety-Walk, 3188 N, 60 km/h) werden in Abbildung 4.7 für die Michelin-Reifen ZP und S9C dargestellt.

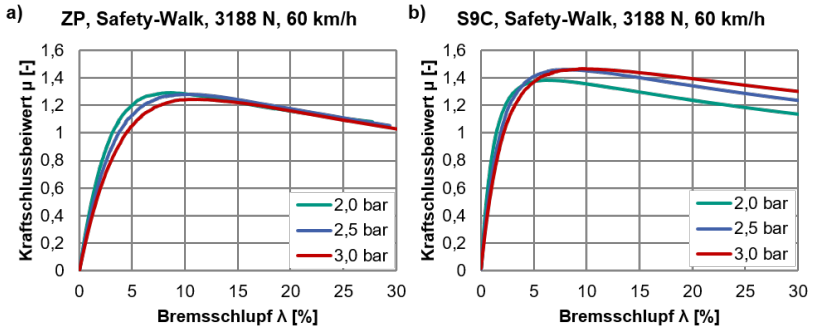


Abbildung 4.7: μ -Schlupf-Kurven der Michelinreifen a) ZP und b) S9C bei drei Reifenfülldrücken

Die beim Reifen ZP in Bezug auf die drei Kenngrößen beobachteten Effekte werden in der Literatur [Gnad95] erklärt. Da sich die Reifenaufstandsfläche mit zunehmendem Fülldruck bei gleicher Radlast verkleinert, steigt die Flächenpressung im Reifenlatsch. Infolgedessen senkt der maximal erreichbare Reibwert zwischen Reifen und Fahrbahn ab. Aufgrund des verkleinerten Reifenlatsches und somit weniger deformierenden Profilelemente wird eine kleinere Umfangskraft beim gleichen Deformationsschlupf aufgebaut, was die Ursache der Abnahme der Anfangssteigung der Kurve mit zunehmendem Fülldruck ist.

Beim Sportreifen S9C sind die Effekte beim optimalen Schlupfwert λ_{opt} und beim Anfangsgradienten C_λ ebenfalls zu finden. Aber der maximale Kraftschlussbeiwert μ_{max} nimmt mit zunehmendem Fülldruck zu. Mit zunehmen-

dem Luftdruck sinkt normalerweise die Reifentemperatur, da der Rollwiderstand sinkt. Eine schlüssige Erklärung für den Anstieg des maximalen Kraftschlussbeiwertes gibt es nicht, da der Sportreifen bei höheren Temperaturen bessere Leistungsfähigkeiten haben sollte. Es lässt sich nur vermuten, dass die Flächenpressungsverteilung beim niedrigen Luftdruck zu ungleichmäßig und damit zu ungünstig ist. Bei höheren Fülldrücken verbessert sich die Flächenpressungsverteilung und damit erhöht sich der maximale Kraftschlussbeiwert.

4.3 Steifigkeiten

4.3.1 Längssteifigkeit

Das Messverfahren der Längssteifigkeit wird in A.3 in veranschaulicht. Dabei werden jeweils bei blockiertem Rad die Kennlinien der Umfangskraft über den Innentrommelverdrehweg bzw. über die Verschiebung der Fahrbahn in Längsrichtung bei einer bestimmten Radlast für die Messreifen ermittelt. Die mit diesem Messverfahren ermittelte Längssteifigkeit des Reifens kann als Indikator der Torsionsfedersteifigkeit um die Raddrehachse angesehen werden. Diese Längssteifigkeit enthält auch Anteile der Translationsfeder der Kopplung zwischen Felge und Gürtel. Zusätzlich beinhaltet der Wert die Reifenprofilsteifigkeit in der Längsrichtung. Diese ist jedoch bei modernen Sommerreifen durch ausgeprägte Längsprofilrillen sehr hoch.

In Abbildung 4.8 werden die Umfangskräfte über den Innentrommelverdrehweg dargestellt. Da die Messung mit Erkennen eines deutlichen Rutschvorganges abgebrochen wird, ist die Kurve des Sportreifens bereits bei einem Weg von weniger als 30 mm zu Ende.

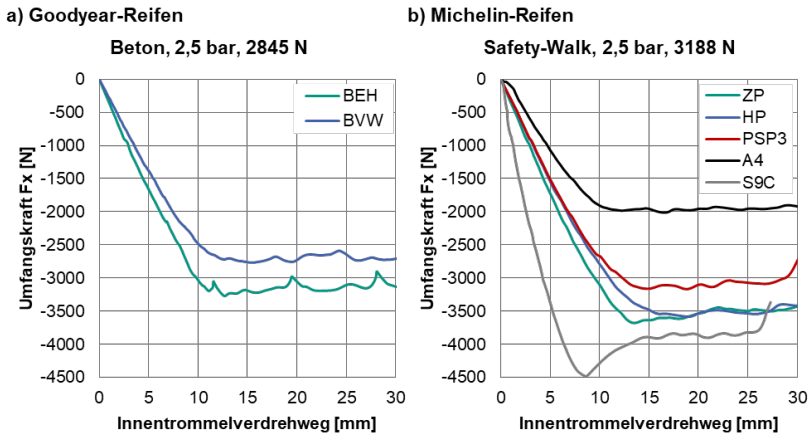


Abbildung 4.8: Umfangskraft über Innentrommelverdrehweg

Den Einfluss der verstärkten Seitenwände des Runflatreifens auf die Längssteifigkeit zeigt Abbildung 4.8 a) und b) sowohl bei den Goodyear- (BEH) als auch bei den Michelin-Reifen (ZP). Die höhere Längssteifigkeit des Runflatreifens gegenüber dem Standardreifen ist deutlich zu erkennen. Des Weiteren ist die gesamt übertragbare Umfangskraft des Runflatreifens unter gleichen Bedingungen größer. Damit kann ein Runflatreifen unter sonst gleichen äußeren Bedingungen größere Brems- und Antriebskräfte als ein Standardreifen übertragen. Dies stimmt mit den Ergebnissen aus der Umfangskraft-Schlupf-Messung in Abschnitt 4.2.1 überein. Wie aus Abbildung 4.8 b) hervorgeht, zeigt der Sportreifen S9C wegen seiner besonders steifen Seitenwand und des kompakten Laufstreifens ohne Profil eine deutliche höhere gesamte Längssteifigkeit als die anderen Reifen. Wegen der gleichen Struktur aber der weicheren Laufstreifenmischung hat der Winterreifen eine deutlich niedrigere gesamte Längssteifigkeit als der Sommerreifen PSP3.

In Abbildung 4.9 werden die mittleren Längssteifigkeiten, die sich aus dem quasi-linearen Bereich der jeweiligen Umfangskraft-Längsverschiebungskurven ergeben, für die Michelin-Reifen unter gleicher Betriebsbedingung (Safety-Walk, 3188 N) mit variierendem Fülldruck dargestellt.

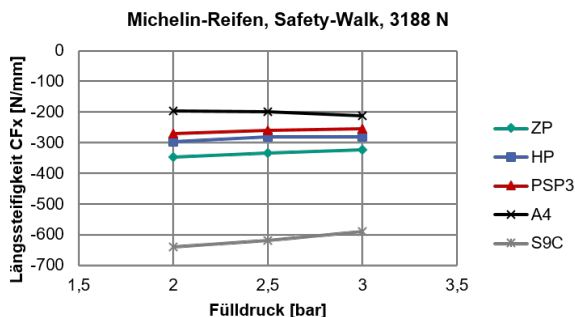


Abbildung 4.9: Längssteifigkeiten der Michelin-Reifen bei drei Fülldrücken

Bemerkenswert ist, dass sich bei den Sommerreifen und dem Sportreifen die Längssteifigkeit mit steigendem Fülldruck verkleinert, während die Längssteifigkeit des Winterreifens mit Erhöhung des Fülldrucks leicht zunimmt. Die Ursache dafür liegt in der Verringerung der wirksamen Aufstandsfläche wegen der Versteifung des Reifens mit höherem Luftdruck, aber unter der gleichen Radlast. Die verkleinerte Aufstandsfläche führt dazu, dass bei der gleichen Verschiebung bzw. Deformation weniger Gummielemente die Umfangskraft übertragen können und sich damit eine niedrige Längssteifigkeit ergibt. Dieser Effekt ist demnach bei dem Sportreifen mit der größten Kontaktfläche am deutlichsten zu erkennen. Desweiteren wird der Winterreifen sogar mit zunehmendem Fülldruck steifer. Dies könnte durch das Zusammenwirken zweier Effekte erklärt werden. Zum einen nimmt die Längssteifigkeit des Gummiprofils mit zunehmendem Luftdruck ab und zum anderen nimmt die Struktursteifigkeit in der Längsrichtung mit zunehmendem Luftdruck zu. Offenbar nimmt die Struktursteifigkeit beim Winterreifen mit zunehmendem Luftdruck stärker zu, als die Längssteifigkeit des Gummiprofils abnimmt. Aus dem Ausgleich beider Effekte erfolgt die leichte Erhöhung der Längssteifigkeit beim Winterreifen.

4.3.2 Vertikalsteifigkeit

Das Messverfahren der Vertikalsteifigkeit wird in A.3 in veranschaulicht. Dabei werden jeweils im Stillstand die Kennlinien der Radlast über Reifeneinfederung für die Messreifen ermittelt. Die Vergleiche der Vertikalsteifigkeiten auf der Safety-Walk-Fahrbahn bei einem Normfülldruck von 2,5 bar werden in Abbildung 4.10 dargestellt.

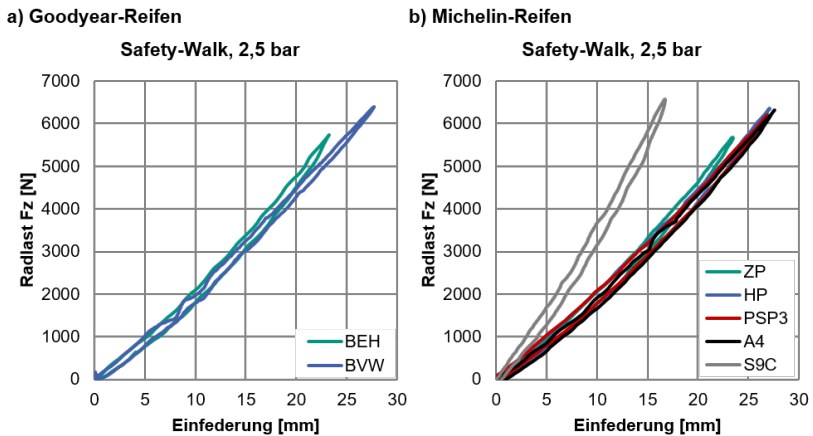


Abbildung 4.10: Radlast über Reifeneinfederung

Wie aus Abbildung 4.10 b) hervorgeht, zeigt der Sportreifen S9C wegen seiner besonders steifen Seitenwand eine deutlich höhere Vertikalsteifigkeit als die anderen Reifen. Wegen der verstärkten Seitenwand hat der Runflatreifen ZP eine höhere Vertikalsteifigkeit als der Standardreifen HP. Dieser Effekt kann auch bei den Goodyear-Reifen BEH und BVW, die ebenfalls jeweils ein Runflatreifen und ein Standardreifen sind, in Abbildung 4.10 a) beobachtet werden. Die Vertikalsteifigkeiten des Sommerreifens PSP3 und des Winterreifens A4 haben wegen der gleichen Seitenwandstruktur sehr ähnliche Radlast-Einfederung-Verläufe. Das bedeutet, dass die Steifigkeit des Laufstreifens kaum einen Einfluss auf die gesamte Steifigkeit in der Vertikalrichtung hat.

In Abbildung 4.11 werden die Vertikalsteifigkeiten der Michelin-Reifen für drei Fülldrücke gezeigt. Die dargestellten Vertikalsteifigkeiten ergeben sich jeweils aus der Mittelung der Vertikalsteifigkeiten im Einfederungsbereich von 0 bis 23 mm der Radlast-Einfederungs-Kurven.

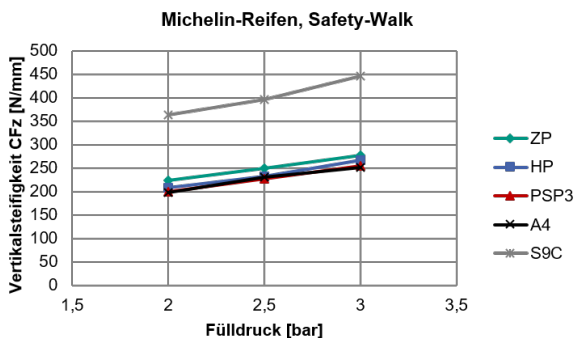


Abbildung 4.11: Vertikalsteifigkeiten der Michelin-Reifen bei drei Fülldrücken

Der Fülldruck ist ein wesentlicher Einflussparameter auf die Reifenvertikalsteifigkeit, da diese hauptsächlich auf der Tragkraft der Pressluft beruht [Wall05]. Es kann in Abbildung 4.11 beobachtet werden, dass eine Fülldruck-erhöhung um beispielsweise 0,5 bar eine rund 10 - 15% höhere Steifigkeit bewirkt. Die Zunahme der Radialsteifigkeit resultiert aus dem über den gesamten Umfang erhöhten Flächendruck am Reifenmantel. Dieser wirkt in der Kontaktzone der Einfederkraft entgegen und führt bei gleicher Kraft zu geringeren Einfederwegen [Ple97]. Wie aus Abbildung 4.11 hervorgeht, steigt die Vertikalsteifigkeit nahezu linear über dem Fülldruck an.

5 Übertragungsverhalten des Reifen-Fahrwerk-Systems bei Überfahrt von Einzelhindernissen

Dieses Kapitel behandelt einen Teil der Bearbeitung der ersten Forschungsfrage (vgl. Abschnitt 1.3). Die experimentelle Untersuchung des Schwingungsverhaltens innerhalb des Reifen-Fahrwerk-Systems bei Überfahrt von verschiedenen Einzelhindernissen wird in diesem Kapitel vorgestellt. Die Auswertung und Interpretation der Versuchsergebnisse wird bezüglich der in Abschnitt 2.2.3 analysierten Eigenschwingungsmoden des Reifen-Fahrwerk-Systems bis zu 150 Hz und der Wirkungen verschiedener Einflussfaktoren auf diese durchgeführt. In Abschnitt 5.1 werden der Versuchsaufbau, die Versuchsdurchführung und die Datenverarbeitungsschritte beschrieben. Abschnitt 5.2 stellt auf Basis der verarbeiteten Sensorsignale das Amplitudenspektrum und die Kennwertbildung dar, die zur Charakterisierung der Schwingungen und Kraftschwankungen sowohl im Zeit- als auch im Frequenzbereich im Hinblick auf die Bewertung des Fahrkomforts und der Fahrwerkbelastung dienen sollen. Mit Hilfe der Amplitudenspektren und Kenngrößen wird in Abschnitt 5.3 die Schwingungs- und Kraftübertragung innerhalb des Reifen-Fahrwerk-Systems diskutiert. Die Einflüsse der Reifenbauart, der Schlagleistegeometrie, des Reifenfülldrucks, der Radlast und der Geschwindigkeit auf das Schwingungsverhalten des Reifen-Fahrwerk-Systems werden in Abschnitt 5.4 dargestellt.

5.1 Schlagleistenüberfahrt am Prüfstand

Die Feder, der Dämpfer und die elastokinematische Achsbauteile in der Radaufhängung, die Flexibilität des Reifens und die Interaktion zwischen dem Rad und der Radaufhängung ermöglichen bei der Überfahrt von einem Hindernis

die Bewegung der Radnabe bzw. des Radträgers, sowohl in der Längs- als auch in der Vertikalrichtung, und die Verformung des Reifens, wodurch die Eigenschwingungsmoden der Achse und des Reifens angeregt werden können. Zur Beschreibung des dynamischen Verhaltens des Reifen-Fahrwerk-Systems mit verschiedenen Reifen sowie unter verschiedenen Versuchsbedingungen wird die Untersuchung der Schlagleistenüberfahrt wegen der guten technischen Realisierbarkeit und Wiederholbarkeit an dem Innentrommelprüfstand durchgeführt.

5.1.1 Methodik der Untersuchung

Versuchsaufbau und -durchführung

Für eine möglichst realitätsnahe Ermittlung der Schwingung und Kraftübertragung innerhalb des Reifen-Fahrwerk-Systems kommt das Gesamtkonzept der experimentellen Untersuchung des Reifen-Fahrwerk-Systems zum Einsatz. Dieses Gesamtkonzept inklusive der Messtechnik wird in Abschnitt 3.2 vorgestellt. Die Abtastfrequenz des Datenerfassungssystems beträgt 1000 Hz. Wie bereits in Abschnitt 3.2.2 erläutert, überträgt die Adaptervorrichtung zwischen der Radaufhängung und der IPS-Radführung die mit dem IPS-Radführungssystem eingestellten Fahrwerkparameter wie Vorspur- und Sturzwinkel und Einfederweg des Viertelfahrzeugs. In der vorliegenden Untersuchung wird der Vorspur- und Sturzwinkel durch das IPS-Radführungssystem auf null gesetzt. Um die richtige Radlast auf das Viertelfahrzeug aufzubringen, wird zu Beginn dieser Untersuchung zunächst eine Einfederungsmessung für jede Reifen-Fahrwerk-Kombination unter verschiedenen Betriebsbedingungen (Fülldruck, Geschwindigkeit) durchgeführt. Die Kennlinie der Radlast über den Einfederweg der IPS-Radführung wird daraus ermittelt. Wie in Abbildung 5.1 a) gezeigt, steht zu Beginn dieser Messung das IPS-Radführungssystem ganz oben, wobei der Reifen über der Fahrbahn steht und kein Kontakt zwischen Reifen und Fahrbahn auftritt. Das IPS-Radführungssystem fährt das Reifen-Fahrwerk-System danach langsam in Vertikalrichtung bis kurz vor die Fahrbahn, so dass der Reifen mit der Fahrbahnoberfläche in Berührung kommt. Ausgehend von diesem Zustand wird die Einfederungsmessung gestartet. Das Viertelfahrzeug federt weiter langsam stufenweise in Schritten von 1 cm/min (30s

Einfedern + 30s Stillstand) nach unten gegen die Fahrbahn ein, bis der obere Anschlag der McPherson-Radaufhängung erreicht wird, und federt danach gleicherweise auf die Startposition aus. Während der Messung werden der absolute Weg des IPS-Radführungssystems und die Kräfte in der Radaufhängung aufgezeichnet. Mit Hilfe der Umrechnungsmethode in Abschnitt 3.2.4 lässt sich die Radlast bestimmen. Abbildung 5.1 b) zeigt beispielhaft die ermittelten Kennlinien für den Michelin-Reifen HP mit drei Fülldrücken bei 0 km/h.

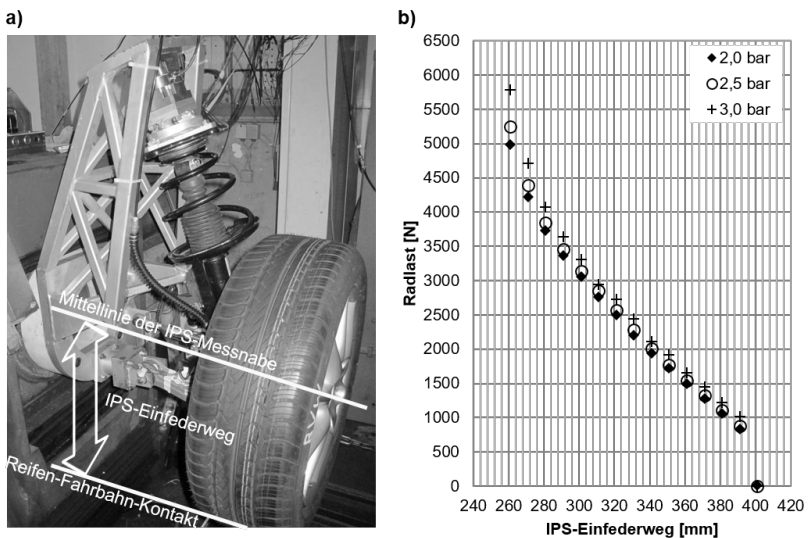


Abbildung 5.1: a) Einfederungsmessung, b) Radlast-Einfederweg-Kennlinie

Für diese Untersuchung wird die eingesetzte Schlagleiste immer über die gesamte Trommelbreite um 90 Grad quer zur Fahrtrichtung auf die Innentrommel aufgebracht. Für jeden Versuch wird nur eine Schlagleiste auf die Trommel montiert und es werden 50 Trommelumdrehungen, d. h. 50 Schlagleistenüberfahrten, aufgenommen. Eine Lichtschranke wird an der Innentrommel angebaut, um die Zeitpunkte der Schlagleistenüberfahrten zu erkennen. Der Reifenfülldruck wird einmalig zu Beginn der Messung bei kaltem Reifen eingestellt.

Versuchsplan

In der vorliegenden Untersuchung kommen vier Michelin-Reifen ZP, HP, PSP3 und A4 zum Einsatz. Sie werden wegen ihrer vergleichbaren Bauarten entsprechend in zwei Gruppen (vgl. Tabelle 4.1) aufgeteilt. Wie bereits in Abschnitt 4.1.2 erläutert, verfügen der Runflatreifen ZP und der Standardreifen HP über die gleiche Laufstreifenmischung, aber unterschiedliche Seitenwandsteifigkeit. Im Gegensatz hierzu verfügen der Sommerreifen PSP3 und der Winterreifen A4 über die gleiche Architektur, aber unterschiedliche Laufstreifenmischung. Die Effekte der Reifenbauart bei der Schlagleistenüberfahrt können in der vorliegenden Untersuchung ermittelt werden. Neben der Reifenbauart stellen sich die Schlagleistegeometrie, der Reifenfülldruck, die Radlast und die Trommelgeschwindigkeit als Einflussfaktoren dar. Sie werden zur Ermittlung der Wirkung der jeweiligen Einflussfaktoren variiert. In Tabelle 5.1 sind die untersuchten Reifen und Betriebsbedingungen zusammengefasst.

Tabelle 5.1: Versuchsplan für die experimentelle Untersuchung der Schlagleistenüberfahrt

Reifen	Fülldruck [bar]	Radlast [N]	Geschwindigkeit [km/h]
ZP	1,6	2300	25
HP	1,8	2845	30
PSP3	2,0	3300	40
A4	2,2	3801	50
	2,4	4300	60
	2,5	4800	70
	2,6		80
	2,8		90
	3,0		100
	3,2		110
			120

Die in dieser Untersuchung verwendeten Schlagleisten und deren Querschnitte werden in Abbildung 5.2 dargestellt.

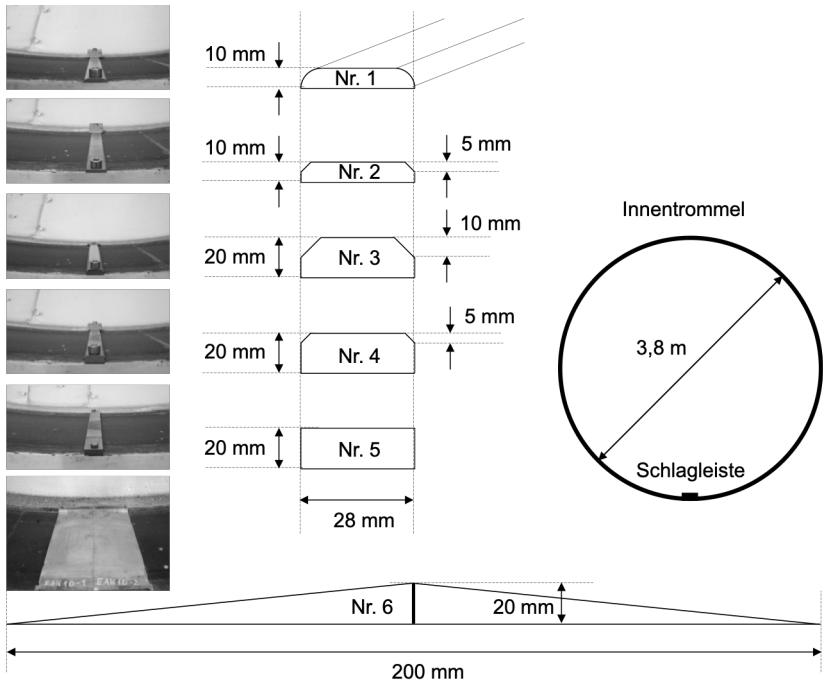


Abbildung 5.2: Querschnitte der verwendeten Schlagleisten

Es ist zu berücksichtigen, dass kein vollfaktorieller Versuchsplan [Klep08], [Grou09] durchgeführt wird. Wegen dem Zeit- und Kostenaufwand am Prüfstand ist ein vollfaktorieller Versuchsplan nicht möglich. Als Alternative dazu wird eine Standardbetriebsbedingung in Tabelle 5.2 definiert. Es wird dann jeweils immer nur ein Einflussfaktor abweichend von dieser Standardbetriebsbedingung nach seinen Faktorstufen nach Tabelle 5.1 eingestellt.

Tabelle 5.2: Standardbetriebsbedingung der experimentellen Untersuchung

Fülldruck [bar]	Radlast [N]	Geschwindigkeit [km/h]
2,5	2845	60

Der Fülldruck 2,5 bar entspricht dem Standardwert der für diese Achse vorgeschriebenen Reifenfülldrücke, und die Radlast 2845 N entspricht der leeren Achslast nach DIN.

5.1.2 Datenaufbereitung

Dieser Abschnitt beschreibt den Datenverarbeitungsprozess für die aufgenommenen Messdaten, welcher die gemessenen Sensorsignale im Zeit- und Frequenzbereich für die weitere Auswertung und Bewertung bereitstellt.

Da die Schwingungseigenschaften bis zu 150 Hz untersucht werden, werden alle Sensorsignale zunächst durch einen Tiefpassfilter mit einer Grenzfrequenz von 200 Hz gefiltert. Der Abstand zwischen dem interessierenden Frequenzbereich und der Grenzfrequenz ist groß genug, um eine Beeinflussung der Amplitude und der Phase durch den Filter auszuschließen. Die 50 Trommelumdrehungen bzw. 50 Schlagleistenüberfahrten können mit Hilfe des Lichtschrankensignals in den Messsignalen bestimmt werden. Die getrennten Messsignale einzelner Trommelumdrehungen lassen sich als Grundlage für die Auswertung im Zeitbereich darstellen. Zur Eliminierung zufälliger Störungen wird aus den 50 Schlagleistenüberfahrten ein gemittelter Verlauf für jedes Sensorsignal gebildet.

Zur Analyse der Messsignale im Frequenzbereich werden mittels der Fast-Fourier-Transformation (FFT) die Amplitudenspektren für die gemittelten Messsignale berechnet. Trotz derselben Basisfunktion hat das Amplitudenspektrum gegenüber der Spektralen Leistungsdichte (PSD) den wichtigsten Vorteil, dass der lineare Amplitudenbezug bei dieser Transformation erhalten bleibt [Hils10]. Die Frequenzauflösung der im Rahmen der Arbeit dargestellten Spektren beträgt grundsätzlich 1 Hz.

Abbildung 5.3 zeigt als Beispiel die bearbeiteten Zeitverläufe und Amplitudenspektren der Längs- und Vertikalbeschleunigung an der Messstelle RTM (vgl. Tabelle 3.2) für den Messreifen HP unter der Standardbetriebsbedingung. Die nachfolgende Auswertung und die Bewertung der Schwingungen und Kraftschwankungen im Reifen-Fahrwerk-System werden daher auf Basis der

bearbeiteten Zeitverläufe und Amplitudenspektren der jeweiligen Messsignale im Zeit- und Frequenzbereich durchgeführt.

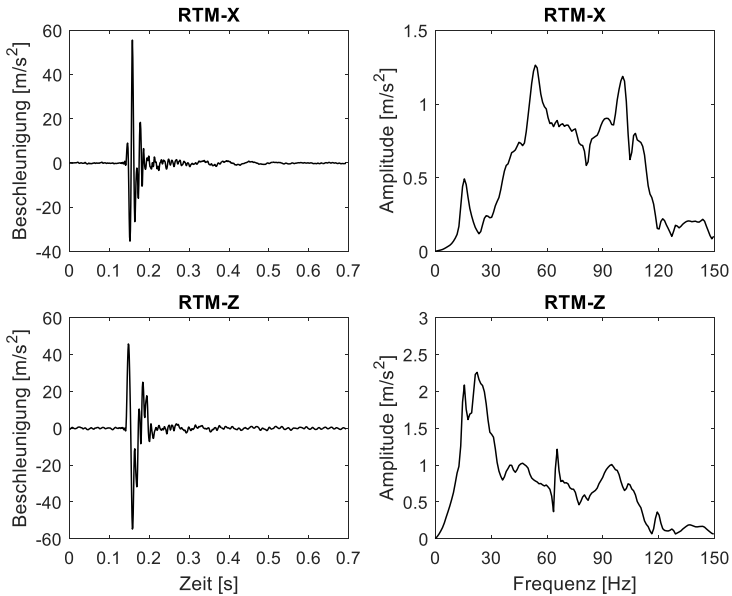


Abbildung 5.3: Zeitverläufe und Amplitudenspektren der Längs- und Vertikalbeschleunigung an der Messstelle RTM für den Reifen HP

5.2 Bewertung der Schwingung und Kraftschwankung

Die infolge der Weganregung entstehende Dynamik der Radaufhängung und des Reifens stellt aufgrund der starren Anbindung der Adaptervorrichtung an den Prüfstand die Systemantwort des Reifen-Fahrwerk-Systems dar. Die zeitlichen Verläufe der durch die Schlagleiste angeregten Schwingungen und Kraftschwankungen im Reifen-Fahrwerk-System entsprechen transienten,

kurzzeitigen Signalen mit abklingender Charakteristik, die in der Frequenzanalyse auch als nicht stationäre Signale mit einem endlichen Energiebetrag bezeichnet werden. Zur Charakterisierung der Schwingungen und Kraftschwankungen innerhalb des Reifen-Fahrwerk-Systems bei der Schlagleistenüberfahrt sowie deren Änderungen aufgrund der Variation der Einflussgrößen werden physikalische Kenngrößen für die Sensorsignale im Zeit- und Frequenzbereich gebildet. Die Kennwertbildung ermöglicht auch eine Beschreibung und zuverlässige Unterscheidung des reifenspezifischen Übertragungsverhaltens mit dem Zweck, eine objektive Differenzierung von Reifen zu realisieren [Hils10]. Tabelle 5.3 fasst die häufig in der Literatur für die Untersuchungen von Hindernisüberfahrten verwendeten Kenngrößen zusammen.

Tabelle 5.3: Kenngrößen im Zeit- und Frequenzbereich, ähnlich [Hils10]

Kenngröße	Einheit	Beschreibung
σ	$N, m/s^2$	Standardabweichung
σ^2	$N^2, m^2/s^4$	Varianz
X_{Max}	$N, m/s^2$	Maximale Schwingungsamplitude (abzgl. des statischen Wertes)
X_{Freq}	$N, m/s^2$	Maximale Schwingungsamplitude des bandpassgefilterten Zeitsignals
Eff	$N, m/s^2$	Effektivwert
X_{Min}	$N, m/s^2$	Minimale Schwingungsamplitude in negativer Richtung
PtP	$N, m/s^2$	Peak-to-Peak Wert
RMQ	$N^4, m^4/s^8$	Effektivwert nach der vierten Potenz, engl. root mean quad
$Gradient$	$N/s, m/s^3$	Gradient des ersten Peaks
Λ	-	Logarithmisches Dekrement
δ	$1/s$	Abklingkoeffizient
D	-	Dämpfungsmaß
f_{Freq}	Hz	Frequenz mit der größten Amplitude in einem Frequenzbereich
A_{FFT}	$N, m/s^2$	Maximale Amplitude im Frequenzbereich
$TEff_{Freq}$	$N, m/s^2$	Teileffektivwert in einem bestimmten Frequenzbereich

Die mechanischen Kenngrößen im Zeitbereich, wie die Extremwerte und der Effektivwert, geben die Charakteristiken des zeitlichen Verlaufs der Schwingungen oder Kraftschwankungen über den ganzen Frequenzbereich an. Um die überlagerten Schwingungsanteile zu trennen und wiederum im Zeitbereich zu bewerten, können die Schwingungsformen mit einem Bandpassfilter separiert werden und die Kenngrößen für die jeweiligen Schwingungsanteile berechnet werden. Im Frequenzbereich werden zunächst die Frequenzen und Amplituden der Resonanzen im Amplitudenspektrum erkannt, die die jeweiligen Schwingungsformen repräsentieren. Neben der Bestimmung von Resonanzfrequenzen und -amplituden werden im Frequenzbereich auch die Effektivwerte nicht für den gesamten, sondern nur für bestimmte Frequenzbereiche berechnet. Nach dem Parseval'schen Theorem ist die in Zeitfunktion und Spektrum enthaltene Gesamtenergie gleich. Nachfolgend werden die in der vorliegenden Untersuchung verwendeten Kenngrößen im Zeit- und Frequenzbereich vorgestellt.

5.2.1 Zeitbereich

Zur Charakterisierung der Schwingung bzw. Bewertung von Wirkungen verschiedener Einflussgrößen kommen für diese Untersuchung im Zeitbereich die folgenden objektiven Kenngrößen zum Einsatz.

- Das Maximum des Zeitverlaufs, *Max*
- Das Minimum des Zeitverlaufs, *Min*
- Der Effektivwert des dynamischen Zeitverlaufs (abzgl. des statischen Werts), $Eff = \sqrt{\frac{1}{N} \sum_{i=1}^N |X_i|^2}$, wobei N die Anzahl der Messpunkte vom Zeitverlauf des abgetasteten Signals ist.
- Der Gradient des ersten Peaks, $Gradient = \frac{0,9 \cdot Max - 0,1 \cdot Max}{t(0,9 \cdot Max) - t(0,1 \cdot Max)}$

Abbildung 5.4 stellt exemplarisch die Bestimmung der jeweiligen Kenngrößen für ein Beschleunigungssignal dar.

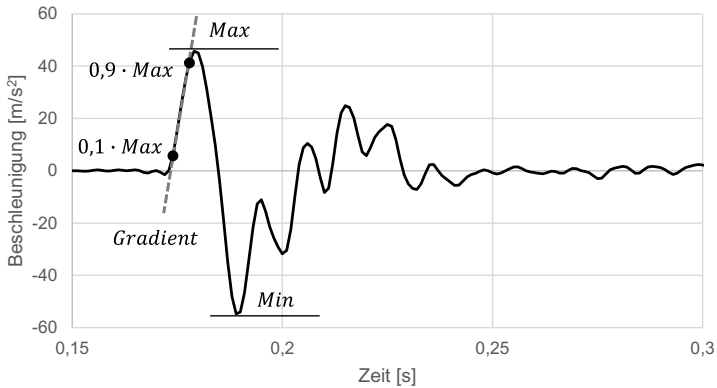


Abbildung 5.4: Verwendete Kenngrößen im Zeitbereich

Mit dem Maximum und Minimum des Zeitverlaufs erhält man die Schwingungs- und Kraftschwankungsamplitude an den jeweiligen Messstellen über einen bestimmten Zeitraum. Der Effektivwert Eff der Beschleunigung und der dynamischen Kraft charakterisiert die Schwingungs- bzw. Kraftschwankungsstärke an den jeweiligen Messstellen über einen bestimmten Zeitraum. Der Gradient des ersten Peaks *Gradient* stellt eine Bewertungsgröße der infolge der Schlagleistenüberfahrt entstehenden Erregung bzw. Erregerkraft dar.

5.2.2 Frequenzbereich

Im Frequenzbereich erfordert die Ermittlung objektiver Kenngrößen die Betrachtung der Signale in dem Frequenzbereich bis 150 Hz. Dabei sind zunächst die jeweiligen Eigenschwingformen bzw. Resonanzen des Reifen-Fahrwerk-Systems im Frequenzbereich zu erkennen und mit den in Abbildung 2.9 und Abbildung 2.10 theoretisch analysierten Schwingungsmoden zu vergleichen.

Resonanzen

In Abbildung 5.5 werden beispielsweise die Amplitudenspektren der Längs- und Vertikalbeschleunigung an der Messstelle RTM bei dem Fülldruck von

2,5 bar, der Radlast von 2845 N und der Geschwindigkeit von 50 km/h für vier Messreifen dargestellt.

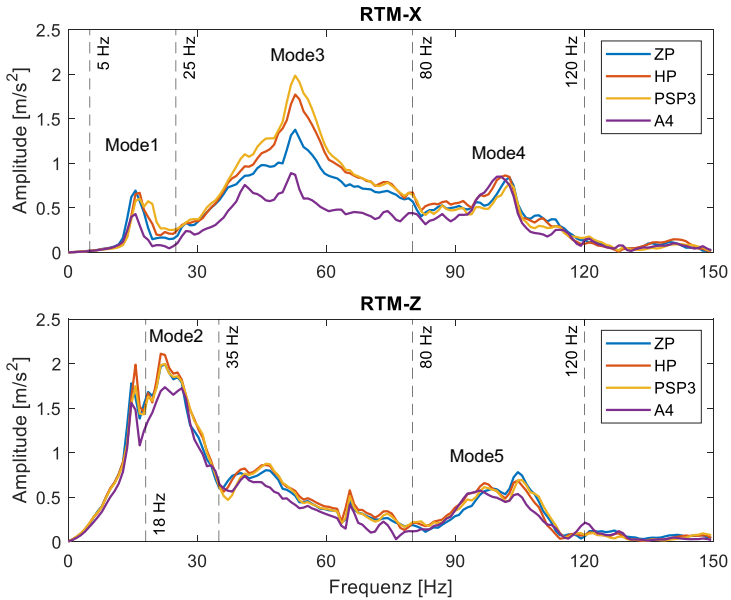


Abbildung 5.5: Amplitudenspektren der Längs- und Vertikalbeschleunigungen an der Messstelle RTM bei 2,5 bar, 2845 N, 50 km/h für ZP, HP, PSP3 und A4

Anhand der analytischen Ergebnisse in Abbildung 2.9 und Abbildung 2.12 sollten innerhalb des Reifen-Fahrwerk-Systems in der Längsrichtung die folgenden vier Schwingungsformen zu erkennen sein. Sie sind:

- 1) Gleichphasige Fore-Aft der Achse + gleichphasige Rotation des Reifens
- 2) Gegenphasige Fore-Aft der Achse + gleichphasige Rotation des Reifens
- 3) Gegenphasige Rotation des Reifens
- 4) Die translatorische Gürtelschwingung (1. Diagonalmode des Reifens)

Es ist in Abbildung 5.5 zu sehen, dass die Resonanzen der oben genannten ersten und zweiten Schwingungsformen bei allen Messreifen deutlich zu erkennen sind, während nur eine einzige Resonanz im Frequenzbereich der dritten und vierten Schwingungsformen zu finden ist. Das heißt, in diesem Frequenzbereich wird nur eine Schwingungsform bei der Schlagleistenüberfahrt deutlich angeregt. Es wird bereits in Abbildung 2.13 a) beobachtet, dass die Resonanz der gegenphasigen Rotation des Reifens beim stationären Bremsmoment deutlich abgeschwächt ist. Es ist deshalb zu vermuten, dass diese Schwingungsform bei Fahrbahnanregung ebenfalls nicht deutlich angeregt werden kann, da bei der Messung nicht exakt die gleichen Randbedingungen vorliegen wie bei der Simulation. Infolgedessen dominiert in diesem Frequenzbereich die diagonale Schwingung des Reifens. Der Grund für dieses Verhalten könnte auch sein, dass die Eigenfrequenzen der beiden Schwingungsformen zu nah beieinander liegen, sodass sie unter bestimmten Randbedingungen miteinander gekoppelt werden.

In den analytischen Ergebnissen in Abbildung 2.10 und Abbildung 2.12 sollten in der Vertikalrichtung die folgenden zwei Schwingungsformen innerhalb des Reifen-Fahrwerk-Systems zu erkennen sein. Sie sind:

- 1) die vertikale Achsschwingung (engl. Wheel-Hop)
- 2) die vertikale Gürtelschwingung (1. Vertikalmode des Reifens)

Die Resonanzen der beiden obengenannten Schwingungsformen sind in den entsprechenden Frequenzbereichen deutlich zu erkennen. Allerdings ist anzumerken, dass die Resonanz der Reifenschwingung zwei Peaks zeigt. Die zwei Peaks gehören zu demselben Eigenmode des Reifens und stellen zwei unterschiedliche Schwingungsformen dar. Dieses Ergebnis zeigt, dass nicht nur die vertikale Mode, sondern auch die diagonale Mode des Reifens bei der Schlagleistenüberfahrt angeregt werden können und dass beide Moden in der Vertikalrichtung zu erkennen sind. Die Eigenfrequenzen der translatorischen Gürtelschwingformen in Diagonal- und Vertikalrichtung sind aufgrund der Kopplung mit der Reifentorsion nicht mehr identisch.

Für die weiteren Auswertungen werden die in Abbildung 5.5 beobachteten Resonanzen bzw. Schwingungsmoden in Tabelle 5.4 mit Nummern definiert. Die

Schwingungseigenschaften der jeweiligen Moden werden dabei mit Angabe des Schwerpunkts (Achse oder Reifen) vereinfacht beschrieben und die entsprechenden Frequenzbereiche werden angezeigt.

Tabelle 5.4: Definition, Beschreibung und Frequenzbereiche der Schwingungsmoden

Schwingungsmoden	Beschreibung	Frequenzbereich
Mode1	Longitudinale Achsresonanz	5 – 25 Hz
Mode2	Vertikale Achsresonanz	18 – 35 Hz
Mode3	Fore-After-Rotation/Nullte Torsionsmode des Reifens	25 – 80 Hz
Mode4	Translatorische bzw. rotatorische Gürtelchwingung/1. Diagonalmode des Reifens	80 – 120 Hz
Mode5	Vertikale Gürtelschwingung/1. Vertikalmode des Reifens	80 – 120 Hz

Aufgrund der definierten Frequenzbereiche der untersuchten Schwingungsformen können die Zeitsignale entsprechenden Bandpassfilterungen unterzogen werden, so dass das jeweilige Sensorsignal im Wesentlichen nur noch Frequenzanteile innerhalb der Frequenzintervalle beinhaltet und separat betrachtet werden kann.

Teileffektivwerte

Die Teileffektivwerte $TEff_{Freq} = \sqrt{\frac{1}{N} \sum_{i=1}^N |X_{Bandpass,i}|^2}$ werden jeweils für die Frequenzbereiche in Tabelle 5.4 aus den Zeitsignalen gebildet. Dabei stellt $X_{Bandpass}$ den Zeitverlauf eines Messsignals dar, der mittels des Bandpassfilters im entsprechenden Frequenzbereich gefiltert wurde. Die Teileffektivwerte der Beschleunigungen bzw. dynamischen Kräfte charakterisieren die Schwingungs- und Schwankungsstärke in den jeweiligen Frequenzbereichen, in denen jeweils eine Eigenschwingform des Reifen-Fahrwerk-Systems dominiert.

5.3 Übertragungsverhalten des Reifen-Fahrwerk-Systems

Auf Basis der Zeitverläufe, Amplitudenspektren und Kennwertbildungen der Schwingungen und Kraftschwankungen an verschiedenen Messstellen lässt sich das Übertragungsverhalten des Reifen-Fahrwerk-Systems analysieren. Die Analyse des Übertragungsverhaltens wird in diesem Abschnitt für das Reifen-Fahrwerk-System mit dem Michelin-Reifen HP unter der Standardbetriebsbedingung (vgl. Tabelle 5.2) durchgeführt. Zu betrachten sind die Schwingungseigenschaften am Radträger sowie das jeweilige Übertragungsverhalten der Schwingungen und Kraftschwankungen an den Lenkern und am Federbein.

5.3.1 Schwingungseigenschaften am Radträger

Nach einer Weganregung beginnen der Reifengürtel, die Radnabe und der Fahrzeugaufbau zu schwingen. In Abschnitt 2.2.2 werden die Schwingungsverhalten des Reifengürtels, der Radnabe und des anteiligen Aufbaus mit Hilfe des mechanischen Ersatzmodells (vgl. Abbildung 2.5) abgebildet. Im Vergleich zu diesem mechanischen Ersatzmodell lässt sich die vertikale Freiheit des Aufbaus am Innentrommelprüfstand reduzieren. Das auf mechanischen Eigenschaften begründete Übertragungsverhalten der Radnabe und des Reifens sollte jedoch unverändert bleiben. Aus diesem Grund sollten die in Abschnitt 2.2.3 analytisch untersuchten Schwingungsformen des Reifen-Fahrwerk-Systems sowie andere Effekte auch in den experimentellen Untersuchungen durch die Längs- und Vertikalbeschleunigung der Radnabe zu finden sein. Dies wird bereits in Abschnitt 5.2.2 durch die Amplitudenspektren bestätigt. Da sich insgesamt drei Messstellen zur Beschleunigungsaufnahme am Radträger befinden, ist in diesem Abschnitt zu klären, ob die Messstelle RTM, welche am nächsten zur Radmitte ist, die Schwingungseigenschaften der Radnabe und des Reifengürtels am besten darstellen kann und wie sich die Schwingungen des Radträgers an den verschiedenen Messstellen voneinander unterscheiden.

Zeitverläufe und Amplitudenspektren

In Abbildung 5.6 und Abbildung 5.7 werden die Zeitverläufe und Amplitudenspektren der Längs- und Vertikalbeschleunigungen an den vier Messstellen QLA, RTV, RTM und RTO (vgl. Tabelle 3.2) miteinander verglichen. Die Messstellen RTV, RTM und RTO befinden sich direkt am Radträger. Die Messstelle QLA liegt zwar nicht direkt am Radträger, hat aber eine starre Verbindung zu ihm. In den Amplitudenspektren werden die Frequenzbereiche, in denen sich die jeweiligen Schwingungsmoden (vgl. Tabelle 5.4) des Reifen-Fahrwerk-Systems befinden sollten, durch zwei nebeneinander stehende gestrichelten Linien gekennzeichnet.

In der Längs- und Vertikalrichtung stimmen die Schwingungseigenschaften an allen vier Messstellen bis 60 Hz gut miteinander überein. Die Resonanzen der longitudinalen Achsschwingung (Mode1: ca. 15,62 Hz), der vertikale Achsschwingung (Mode2: ca. 22,46 Hz) und der Fore-After Rotation des Reifens (Mode3: ca. 53,71 Hz) sind deutlich bei den Amplitudenspektren der Beschleunigungen an allen Messstellen zu erkennen. Ab 60 Hz unterscheiden sich die Frequenzinhalte der jeweiligen Längsbeschleunigungen.

Die Anregung der translatorischen Gürtelschwingungen des Reifens (Mode4: ca. 100,60 Hz und Mode5: ca. 94,73 Hz) ist in der Längsrichtung bei den Messstellen QLA, RTV und RTM im Frequenzbereich zwischen 80 und 120 Hz zu sehen, wobei eine eindeutige Resonanz nur an der Messstelle RTM nah der Radmitte zu erkennen ist. In der Vertikalrichtung ist die Resonanz der vertikale Reifenmode sehr deutlich in demselben Frequenzbereich an den drei Messstellen QLA, RTM und RTO zu sehen.

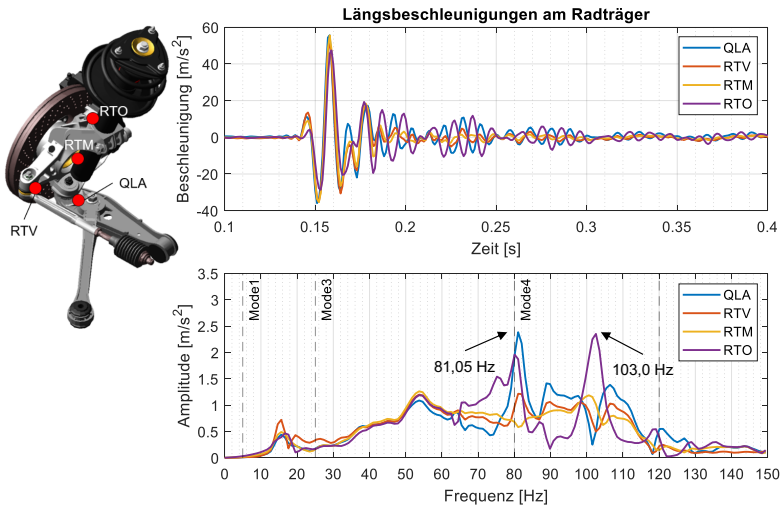


Abbildung 5.6: Zeitverläufe und Amplitudenspektren der Längsbeschleunigungen am Radträger

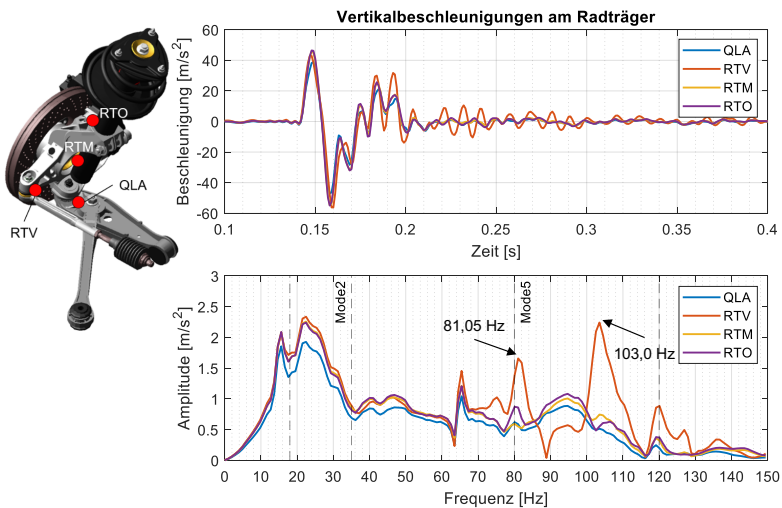


Abbildung 5.7: Zeitverläufe und Amplitudenspektren der Vertikalbeschleunigungen am Radträger

Neben den erwarteten Resonanzen der Achs- und Reifenschwingungen werden zwei Resonanzen mit den jeweiligen Frequenzen von 81,05 Hz und 103,0 Hz bei den Längsbeschleunigungen an QLA und RTO und bei der Vertikalbeschleunigung an RTV beobachtet. Troulis hat in [Trou02] analysiert, dass die Eigenfrequenzen der Gesamtstruktur von Innentrommelprüfstand und der Adaptervorrichtung erst ab 114,6 Hz auftauchen. Aus diesem Grund sollten die beiden beobachteten Resonanzen durch die Eigenschwingung des Reifen-Fahrwerk-Systems verursacht werden. Die Längsschwingungen an QLA und RTO weisen zusammen mit der Vertikalschwingung an RTV auf eine Verdrehung des Radträgers hin. Schwarz gibt in [Schw97b] an, dass sich der Radträger je nach Achskinematik beim Ein- und Ausfedern oder unter dem Einfluss des Bremsmomentes verdreht. Somit verändert sich der Nachlaufwinkel des Feder-Dämpferbeins, da das Feder-Dämpferbein im Dom gelenkig gelagert und mit dem Achsschenkel fest verbunden ist.

Bei der Schlagleistenüberfahrt erfolgt ebenfalls ein schnelles Ein- und Ausfedern des Federbeins, sodass die Eigendrehbewegungen des Radträgers angeregt werden könnten. Um die Eigendrehbewegung des Radträgers anzuschauen, werden die betreffenden Beschleunigungssignale mit Hilfe von Bandpassfiltern in zwei Frequenzbereichen gefiltert und in Abbildung 5.8 zusammen dargestellt. Dabei wird die Beschleunigungen am Stoßdämpfer oben (SDO) zur Betrachtung mit herangezogen. Zur Veranschaulichung des Schwingungsverhaltens sind die Schwingungsrichtungen der jeweiligen Messstellen innerhalb einer halben Schwingungsperiode, die durch die gestrichelten Linien in Abbildung 5.8 angegeben ist, mit Pfeilen gekennzeichnet.

Bei der Betrachtung der Bewegungsrichtungen können zwei Aussagen getroffen werden. Zum einen sollte es sich bei der niedrigeren Frequenz 81,05 Hz um eine Verdrehung des Radträgers zusammen mit dem Federbein um die Radnabe handeln. Die Längs- sowie die Vertikalbeschleunigung an der Messstelle RTM, welche sich am nächsten zur Radmitte befindet, sind von diesem Schwingungsverhalten nicht betroffen. Und zum anderen sollte es sich bei der höheren Frequenz 103,0 Hz um die Verdrehung des Radträgers zusammen mit dem Federbein um den unteren Anbindungspunkt des Radträgers mit dem Querlenker handeln. Die beiden Messstellen RTM und QLA sind sehr nah zu

diesem Punkt und deshalb hat dieses Schwingungsverhalten kaum Einfluss auf die Beschleunigungen an den beiden Messstellen.

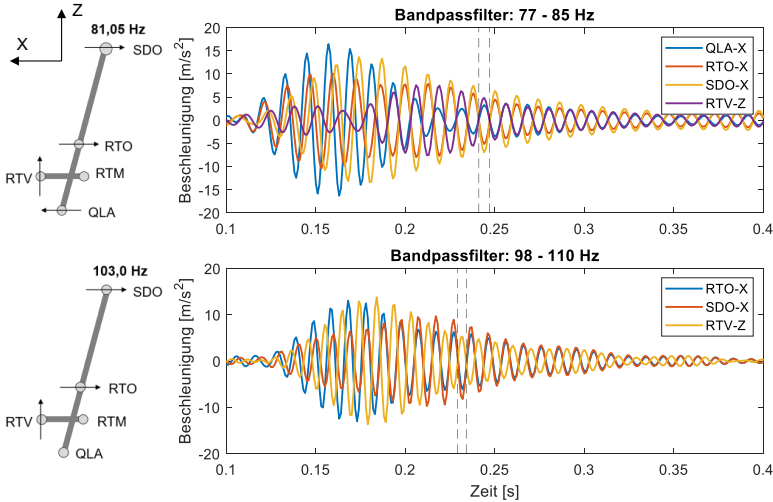


Abbildung 5.8: Zeitverläufe der gefilterten Längs- und Vertikalbeschleunigungen

Zusammengefasst ist festzustellen, dass von den oben genannten vier Messstellen die Längs- und die Vertikalbeschleunigung an der Messstelle RTM, die sich fast in der Radmitte befindet, wegen ihrer Entkopplung von anderen störenden Moden am besten geeignet ist, um die fünf zu untersuchenden Eigenschwingungsmoden des Reifen-Fahrwerk-Systems im Frequenzbereich darzustellen.

5.3.2 Übertragungspfad über die Lenker

Die erste Station in der Übertragung der Fahrbananregung ist die Umwandlung der Kräfte im Reifenaufstandspunkt in Beschleunigungen der Radnabe. Von der Radnabe aus erfolgt die weitere Übertragung zu den äußeren Anlenkpunkten der zwei Lenker und des Federbeins. Den ersten Übertragungspfad

stellt der Weg vom Radträger über die Längs- und Querlenker zu den Anbindungspunkten dar. In diesem Abschnitt wird das Übertragungsverhalten vom Radträger über die Lenker analysiert.

Schwingungen

Die Schwingungseigenschaften dieses Übertragungspfads können durch die Beschleunigungen an den vier Messstellen QLA, LLH, LLV und QLI, die sich direkt in diesem Übertragungspfad befinden, abgebildet werden. In Abbildung 5.9 und Abbildung 5.10 werden die Zeitverläufe und Amplitudenspektren der Längs- und Vertikalbeschleunigungen an den vier Messstellen dargestellt.

Es ist in Abbildung 5.9 zu beobachten, dass eine deutliche Abschwächung der Beschleunigungsamplituden von der Radmitte über die Lenker in der Längsrichtung stattfindet. Dabei ist die longitudinale Achsschwingung (Mode1) am wenigsten abgeschwächt. Sie wird über die beiden Lenker in die Karosserie übertragen. Im Gegensatz dazu wird die Fore-After-Rotation des Reifens (Mode3) vom Radträger bis zu den beiden Anbindungspunkten LLV und QLI komplett abgeschwächt. D. h. diese Schwingungsmode des Reifens wird nicht in die Karosserie übertragen. Im höheren Frequenzbereich ist die Resonanz der translatorischen Gürtelschwingung (Mode4) an allen vier Messstellen nicht zu erkennen. Neben den Achs- und Reifenschwingungen ist noch zu beobachten, dass die Eigendrehbewegung des Radträgers mit dem Federbein bei 81.05 Hz über die beiden Lenker übertragen wird und sich nicht bis zu den beiden Anbindungspunkten komplett abschwächt.

In der Vertikalrichtung ist in Abbildung 5.10 zu sehen, dass die Vertikalbeschleunigungen des Radträgers nur in geringem Maß zu den inneren Fahrwerkspunkten übertragen werden. Die vertikale Achsschwingung (Mode2) sowie die vertikale Gürtelschwingung des Reifens (Mode5) werden nur bis zu dem Anbindungspunkt der beiden Lenker übertragen. An den beiden inneren Fahrwerkspunkten sind die Achs- sowie Reifenschwingungen komplett abgeschwächt.

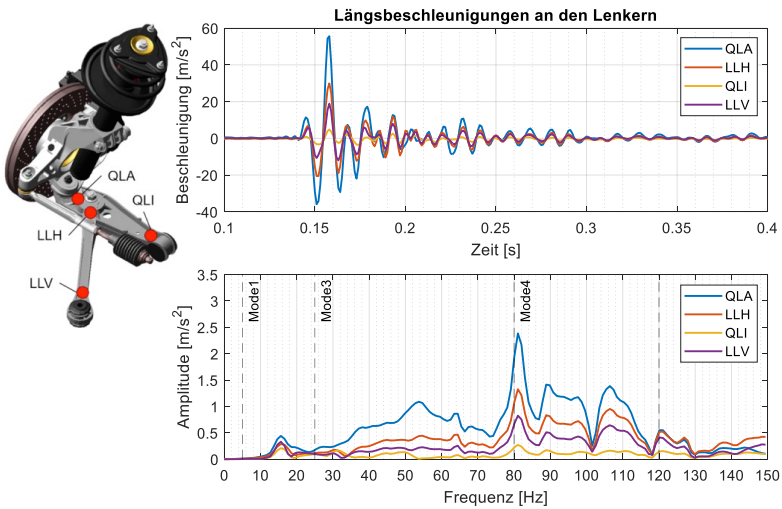


Abbildung 5.9: Zeitverläufe und Amplitudenspektren der Längsbeschleunigungen an den Lenkern

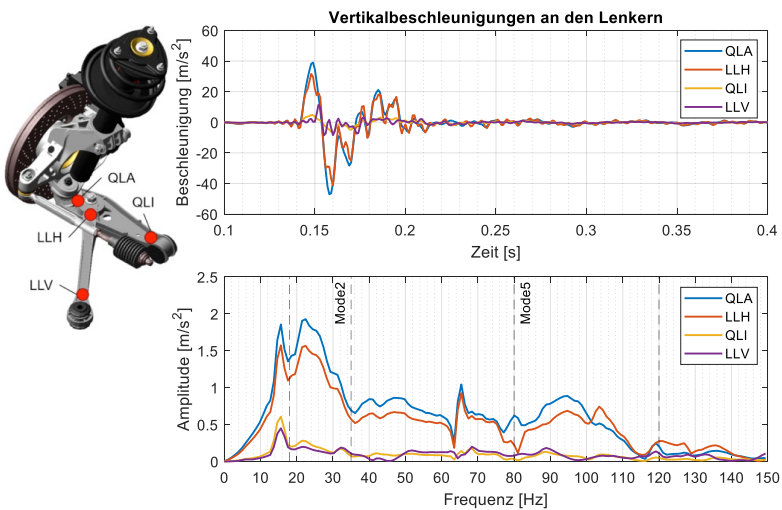


Abbildung 5.10: Zeitverläufe und Amplitudenspektren der Vertikalbeschleunigungen an den Lenkern

Kraftschwankungen

Neben den Beschleunigungen treten auch Kraftschwankungen bei der Schlagleistenüberfahrt auf, die vom Reifenlatsch auf die Radnabe über die Lenker in die Anbindungspunkte übertragen werden. Die auftretenden Kraftschwankungen werden von den Dehnmessstreifen, die jeweils an dem Längslenker, dem Querlenker und der Spurstange aufgeklebt sind, aufgenommen. In Abbildung 5.11 werden die Zeitverläufe und Amplitudenspektren der Kraftschwankungen in dem Längslenker (LL), dem Querlenker (QL) und der Spurstange (SS) dargestellt.

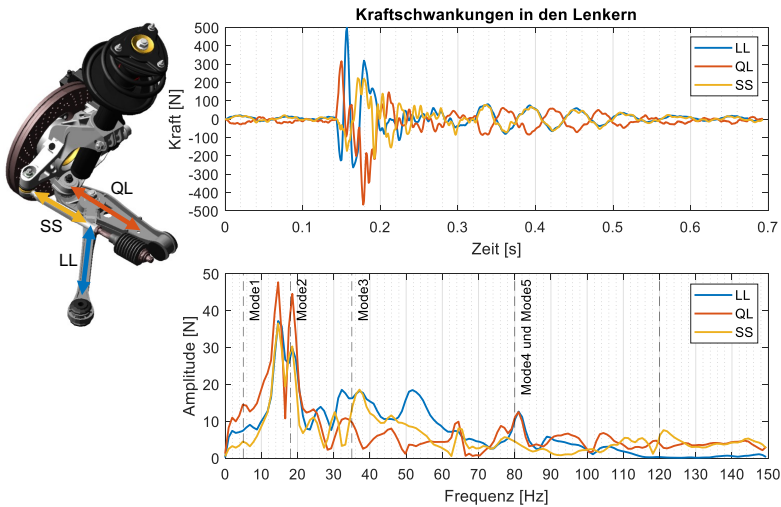


Abbildung 5.11: Zeitverläufe und Amplitudenspektren der Kraftschwankungen in den Lenkern

Es ist aus den Amplitudenspektren zu erkennen, dass die Achsresonanzen im Frequenzbereich von 0 bis 30 Hz bei den Kraftschwankungen in allen Lenkern deutlich zu finden sind und sie dominante Amplituden haben. Hingegen ist im Frequenzbereich von 90 bis 120 Hz bei allen Lenkern keine Resonanz der translatorischen Gürtelschwingungen des Reifens zu sehen. Die Gürtelschwingungen des Reifens werden nicht über die Lenker in die Karosserie übertragen.

In dem Amplitudenspektrum des Längslenkers ist neben den Achsresonanzen eine leichte Anregung der Fore-After-Rotationsmode des Reifens zu finden. Die Ergebnisse der Kraftschwankungen stimmen mit den Ergebnissen der Längsbeschleunigungen überein.

Werden die Kräfte, die jeweils durch Dehnmessstreifen in Richtung der Längsachse der Lenker gemessen werden, mit Hilfe der Euler-Transformation in das Koordinatensystem am Prüfstand transformiert, erhält man für jede Lenkerkraft drei Komponenten F_x , F_y und F_z , die jeweils der X-, Y- und Z-Achse des globalen Koordinatensystems entsprechen. In Abbildung 5.12 werden die Maxima, die Minima und die Effektivwerte der Längskraftschwankungen am Längslenker, am Querlenker und an der Spurstange miteinander verglichen.

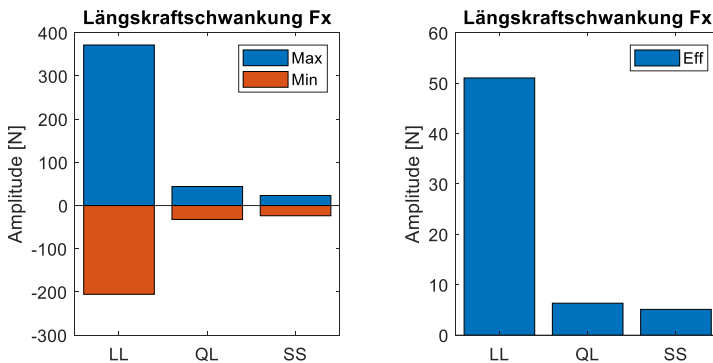


Abbildung 5.12: Max, Min und Eff der Längskraftschwankungen in den Lenkern

Die Ergebnisse zeigen, dass im Wesentlichen der Längslenker die vom Reifen-Fahrbahnkontakt auf die Karosserie übertragene Längskraft aufnimmt. Und deshalb sind die Kraftschwankungsbreite sowie der Effektivwert der F_x -Kraftkomponente am Längslenker viel größer als an den anderen zwei Lenkern, welche die Hauptfunktion haben, die Seitenkräfte aufzunehmen. Aufgrund dieser Ergebnisse wird für die weiteren Auswertungen die Längskraft am Längslenker zur Betrachtung der Längskraftschwankungen herangezogen.

5.3.3 Übertragungspfad über das Federbein

Die Vertikalschwingungen der Radaufhängung und der mit ihr verbundenen Karosserie sind eine direkte Folge des Überrollens der Schlagleiste. Die Erregungsfunktion ist die durch die Schlagleiste erzwungene Bewegung des Rades in der Vertikalrichtung. Die Vertikalbewegung des Rades ist direkt abhängig von den Eigenschaften des Reifens. In diesem Abschnitt wird der zweite Übertragungspfad, der sich als Weg vom Radträger über das Federbein zu dem Stützlager am Top-Mount darstellt, analysiert.

Schwingungen

Die Beschleunigungen an den Messstellen RTM, RTO und SDO bilden die Schwingungseigenschaften dieses Übertragungspfades ab. In Abbildung 5.13 und Abbildung 5.14 werden die Zeitverläufe und Amplitudenspektren der Längs- und Vertikalbeschleunigungen an den drei Messstellen dargestellt.

Es ist in Abbildung 5.13 zu beobachten, dass durch die Wirkung des Federbeins eine deutliche Abschwächung der Fore-After-Rotationsmode (Mode3) und der translatorischen Gürtelschwingung (Mode4) des Reifens stattfindet. Hingegen wird die longitudinale Achsschwingung (Mode1) kaum abgemildert. Sie wird über das Federbein in die Karosserie übertragen. Wie in Abschnitt 5.3.1 bereits dargestellt, weisen die Resonanzen beider Eigendrehbewegungen des Radträgers mit den Frequenzen 81,05 Hz und 103 Hz an der Messstelle SDO, wo das Federbein durch den Stützlager oben am Dom gelagert ist, eine sehr starke Ausprägung auf.

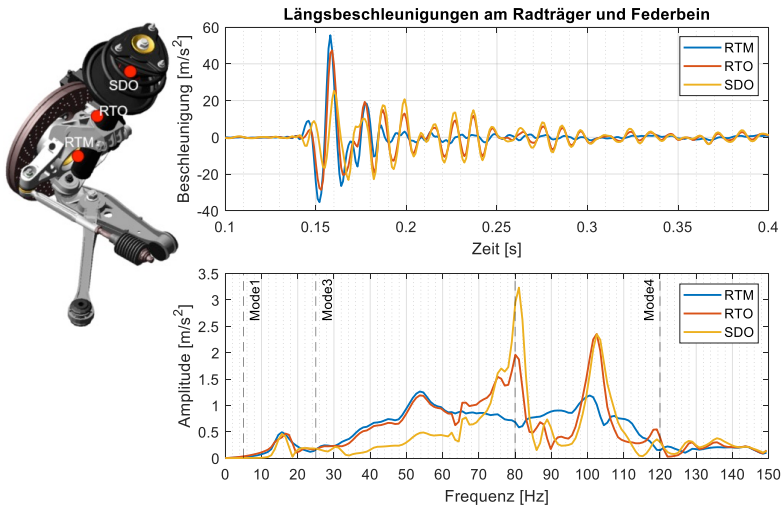


Abbildung 5.13: Zeitverläufe und Amplitudenspektren der Längsbeschleunigungen am Radträger und Federbein

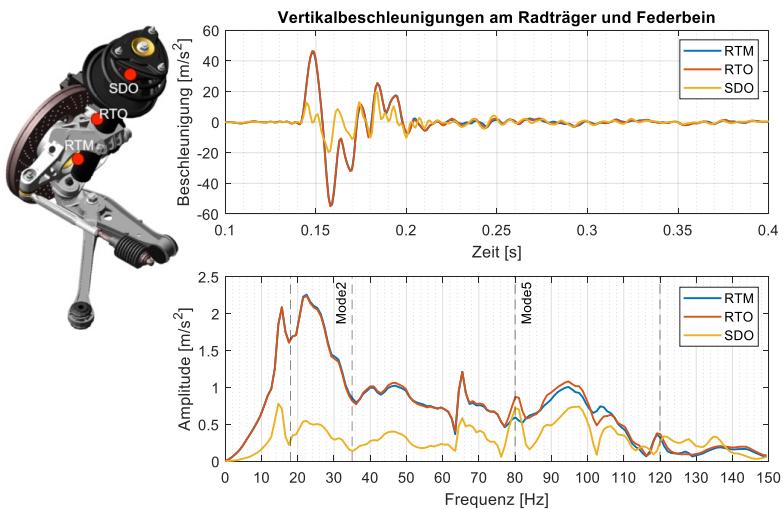


Abbildung 5.14: Zeitverläufe und Amplitudenspektren der Vertikalbeschleunigungen am Radträger und Federbein

In Abbildung 5.14 ist zunächst zu sehen, dass die Schwingungseigenschaften bezüglich der Frequenzinhalte an den Messstellen RTM und RTO, die am Radträger jeweils nahe bei der Radmitte und am Anbindungspunkt des Radträgers mit dem Federbein liegen, fast identisch mit denen in Punkt SDO in der Vertikalrichtung sind. Das bedeutet, dass die Vertikalschwingung in der Radmitte mit Verlust durch das Federbein in das obere Stützlager übertragen wird. Am oberen Stützlager des Federbeins ist dieser vertikale Freiheitsgrad im Vergleich zur Längsrichtung sehr weich abgestützt, da dieser die Haupt-Bewegungsrichtung des Rades relativ zur Karosserie darstellt. Sowohl die vertikale Achsresonanz (Mode2) als auch die Resonanz der vertikalen Gürtelschwingung des Reifens (Mode5) sind noch bei der Vertikalbeschleunigung an der Messstelle SDO trotz Amplitudenreduzierung deutlich zu erkennen. Die beiden Schwingungsformen werden in die Karosserie übertragen.

Kraftschwankungen

Infolge der Vertikalbewegung des Rades entstehen im oberen Stützlager des Federbeins (Top-Mount) Kräfte, die von der Radnabe über das Federbein übertragen werden. Diese sind einerseits von der Federsteifigkeit der Aufbaufeder, der Dämpfungskraft des Stoßdämpfers und der auf dem Federbein abgestützten anteiligen Aufbaumasse abhängig und andererseits von der Vergrößerungsfunktion.

Die Vertikalkraftschwankungen eines realen Fahrzeugs bei der Schlagleistenüberfahrt werden hauptsächlich über das Top-Mount in die Karosserie eingeleitet. Dabei ist das Top-Mount in der Vertikalrichtung frei beweglich. Dieser Freiheitsgrad fällt bei der Untersuchung am Innentrommelprüfstand weg. Wegen des Wegfalls der karosserieseitigen Freiheitsgrade des Top-Mounts sind die über das Federbein übertragenen Kraftschwankungen durch den Kraftsensor am oberen Anbindungspunkt deutlich zu erfassen. Die dort aufgenommenen Kräfte werden ins Koordinatensystem am Prüfstand transformiert und daher entsprechen deren drei Kräftekomponente F_x , F_y , und F_z jeweils der X-, Y- und Z-Achse des Koordinatensystems am Prüfstand. Abbildung 5.15 stellt die Zeitverläufe und Amplitudenspektren der aus der Schlagleistenüberfahrt entstehenden Längs- und Vertikalkraftschwankung am Top-Mount dar.

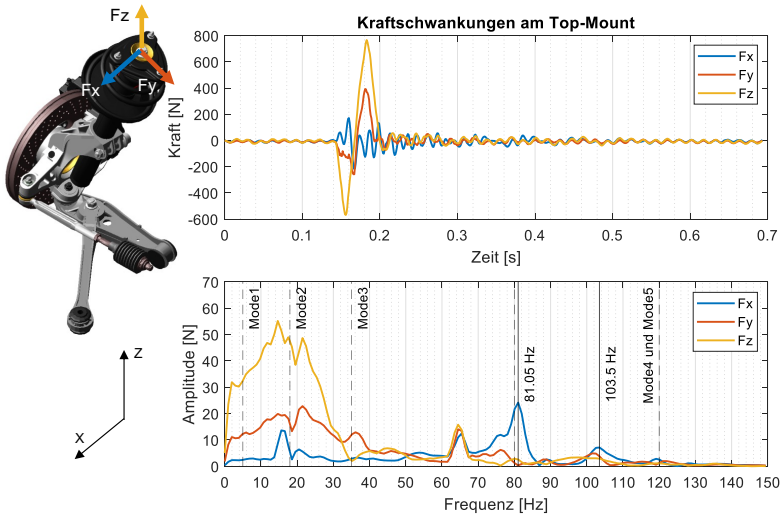


Abbildung 5.15: Zeitverläufe und Amplitudenspektren der Kraftschwankung am Top-Mount

Im Gegensatz zum Längskraftverlauf sind bei der Vertikalkraft nicht so viele Frequenzanteile enthalten. Auch ist nach der einmaligen Erregung durch die Schlagleiste kein erneuter Energieeintrag sichtbar. In der Längsrichtung werden neben der Achsresonanz die beiden Eigendrehbewegungen des Radträgers trotz deutlicher Dämpfung auf den Top-Mount übertragen. Das Amplitudenspektrum des Vertikalkraftverlaufs im oberen Stützlager des Federbeins zeigt, dass im Frequenzbereich 5 bis 35 Hz die beiden Achsresonanzen (Mode1 und Mode2) dominieren, während die Resonanz der vertikalen Gürtelschwingung des Reifens (Mode5) nur sehr gering ausgeprägt ist.

Da im Wesentlichen das Federbein die vom Rad auf die Karosserie übertragenen Vertikalkräfte aufnimmt, wird für die weitere Analyse nur die Vertikalkraft am Top-Mount zur Betrachtung der Vertikalkraftschwankung herangezogen.

5.4 Analyse der Wirkungen verschiedener Einflussfaktoren

In diesem Abschnitt wird nun untersucht, wie sich das Schwingungsverhalten des Reifen-Fahrwerk-Systems aufgrund verschiedener Einflussfaktoren verändert. Die Wirkungen der jeweiligen Einflussfaktoren werden hinsichtlich der Schwingungen und Kraftschwankungen mit Hilfe des Zeitverlaufs, des Amplitudenspektrums und der Kennwertbildung im Zeit- und Frequenzbereich diskutiert.

5.4.1 Einfluss der Reifenbauart

Zur Untersuchung des Reifenbauarteneinflusses werden die Schlagleistenüberfahrten des Reifen-Fahrwerk-Systems mit den Michelin-Reifen ZP, HP, PSP3 und A4 unter Standardbetriebsbedingung (vgl. Tabelle 5.2) bei verschiedenen Geschwindigkeiten durchgeführt. Hier kommt die Schlagleiste Nr. 3 (vgl. Abbildung 5.2) zum Einsatz. Aus den Versuchsergebnissen sind zum einen der Einfluss der Seitenwandstruktur und zum anderen der Einfluss der Laufstreifenmischung zu ermitteln.

Einfluss der Seitenwandstruktur: Vertikalschwingungen

Zur Analyse des Einflusses der Seitenwandstruktur auf das Schwingungsverhalten des Reifen-Fahrwerk-Systems in der Vertikalrichtung werden die Vertikalbeschleunigungen am Radträger sowie die Vertikalkräfte am Top-Mount bei verschiedenen Geschwindigkeiten betrachtet. Der untersuchte Runflatreifen ZP und der Standardreifen HP haben unterschiedliche Seitenwandstruktur, aber dieselbe Laufstreifenmischung. Bezüglich der Reifensteifigkeitsmessungen in Abschnitt 4.3 ist festzustellen, dass der Runflatreifen ZP wegen seiner verstärkten Seitenwand generell steifer als der entsprechende Standardreifen HP bei Normfülldruck ist.

In Abbildung 5.16 werden die Vertikalbeschleunigungen an der Messstelle RTM des Standard- und Runflatreifens für zwei Geschwindigkeiten darge-

stellt. Bezüglich des begrenzten Umfangs der Innentrommel können die Einzelschwingungen bei Geschwindigkeiten bis zu 90 km/h noch vollständig abklingen. Bei höheren Geschwindigkeiten (100, 110 und 120 km/h) überlagern sich mehrere Schwingvorgänge im Schwingungsverhalten am Radträger. Im weiteren Vergleich zwischen den Reifen erfolgt deshalb eine Beschränkung auf die Geschwindigkeiten 25 und 90 km/h.

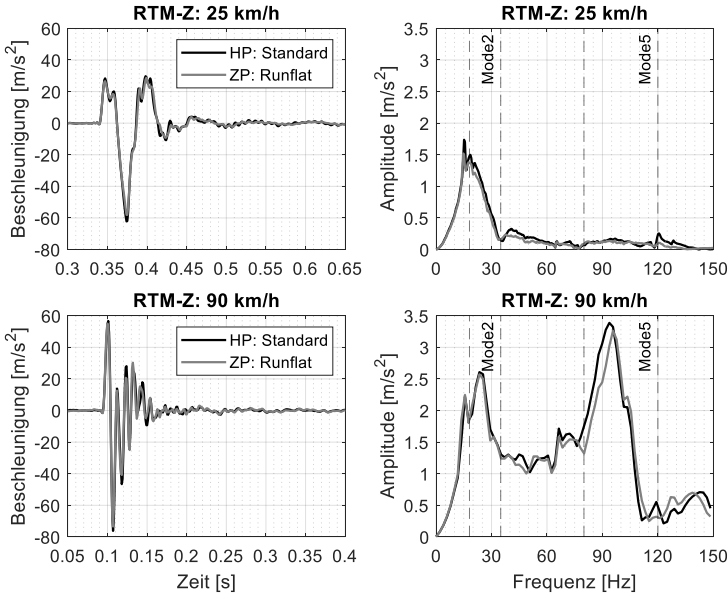


Abbildung 5.16: Zeitverläufe und Amplitudenspektren der Vertikalbeschleunigungen an RTM bei 25 und 90 km/h für den Standardreifen HP und den Runflatreifen ZP

In der Vertikalrichtung stimmen die beiden Zeitverläufe der Beschleunigung von der Amplitude her bei beiden Geschwindigkeiten sehr gut miteinander überein. Dies bedeutet, dass die beiden Reifen ein ähnliches Schluckvermögen beim Überrollen der Schlagleiste haben. Unter dem Schluckvermögen versteht man die Fähigkeit des Reifens, Hindernisse teilweise zu umschließen, bzw. zu

schlucken. Ein Reifen hat ein hohes Schluckvermögen, wenn er ein Hindernis ohne großen Vertikalbewegung überrollen kann. Wenn ein anderer Reifen das gleiche Hindernis bei der gleichen Radlast nur mit einer deutlichen Vertikalbewegung überrollen kann, hat er im Gegenteil ein niedrigeres Schluckvermögen [Jesc05]. Jeschor hat in [Jesc05] das Schluckvermögen eines Standardreifens, eines Soft-Runflatreifens und eines Hart-Runflatreifens mit derselben Radaufhängung auf einem Prüfstand untersucht und analysiert. Die Ergebnisse zeigen, anders als beim harten Runflatreifen, dass der Unterschied zwischen dem weichen Runflatreifen der zweiten Generation und dem Standardreifen nur noch relativ gering ist, obwohl der weiche Runflatreifen immer noch eine verstärkte Seitenwand hat. Hier ist ein übereinstimmendes Ergebnis zu sehen. Die sehr ähnlichen Schwingungsamplituden sind auf das ähnliche Schluckvermögen der beiden Reifen zurückzuführen.

Beim Vergleich der Amplitudenspektren bei den beiden Geschwindigkeiten ist zu sehen, dass zum einen die vertikalen Gürtelschwingungen der beiden Reifen nur bei 90 km/h angeregt werden und zum anderen der Runflatreifen ZP (Mode5: Frequenz = 95,70 Hz) aufgrund seiner verstärkten Seitenwand eine höhere Resonanzfrequenz als der Standardreifen HP (Mode5: Frequenz = 93,75 Hz) hat. Die stark unterschiedliche Anregung der vertikalen Starrgürtelschwingung des Reifens ist nach [Hils10] auf die stark geschwindigkeitsabhängigen vertikalen Anregungsverläufe zurückzuführen. Hilscher hat in [Hils10] sowohl die longitudinalen als auch die vertikalen Anregungsverläufe des Überrollens einer rechteckigen Schlagleiste der Dimension 10 x 25 mm (Höhe x Breite) im Frequenzbereich für verschiedene Geschwindigkeiten ermittelt, wie in Abbildung 5.17 dargestellt ist.

Nach Abbildung 5.17 b) werden höhere Frequenzbereiche mit kürzer werdendem Impuls immer stärker angeregt. Dies erklärt die geschwindigkeitsabhängig stark unterschiedlich ausgeprägten Gürtelschwingungen bei Schlagleistenüberfahrt: bei niedrigen Geschwindigkeiten wird der Resonanzbereich der Gürtelschwingung nur sehr schwach angeregt, wogegen bei höheren Geschwindigkeiten die Anregungsamplituden und damit auch die maximal auftretenden Schwingungsamplituden deutlich zunehmen [Hils10]. Es ist der Abbildung 5.17 b) zu entnehmen, dass der Anregungsverlauf bei 25 km/h ab ca.

40 Hz schnell abfällt, während der ganze untersuchte Frequenzbereich durch den Anregungsverlauf bei 90 km/h abgedeckt werden kann.

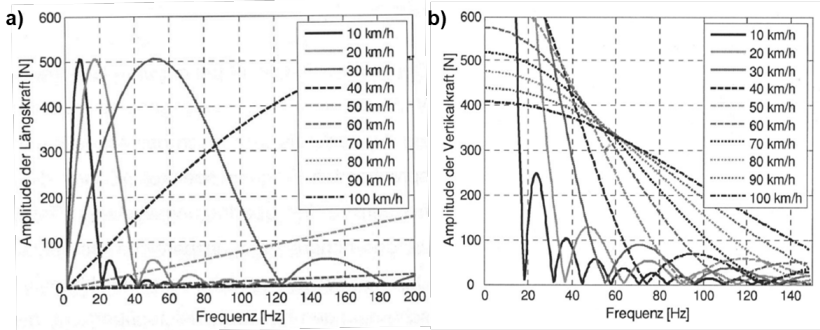


Abbildung 5.17: a) Longitudinale und b) Vertikale Anregungsverläufe im Frequenzbereich, nach [Hils10]

Desweiteren ist bei den Amplitudenspektren in Abbildung 5.16 zu sehen, dass sowohl die Resonanzfrequenz als auch -amplitude der vertikalen Achsresonanz (Mode2) unabhängig vom verwendeten Reifen sind. Ähnlich der vertikalen Gürtelschwingung des Reifens wird die vertikale Achsresonanz bei höherer Geschwindigkeit stärker angeregt.

In Folge der Vertikalbewegung des Rades entsteht im oberen Stützlager des Federbeins (Top-Mount) eine Vertikalkraft, die von der Vergrößerungsfunktion bzw. von der reifengefederten Masse, der Federsteifigkeit der Feder und der Dämpfungskraft des Schwingungsdämpfers abhängig ist. Die infolge der Schlagleistenüberfahrt entstehenden Vertikalkraftverläufe am Top-Mount (TM) sowie deren Amplitudenspektren des Standard- und Runflatreifens werden in Abbildung 5.18 für beide Geschwindigkeiten dargestellt.

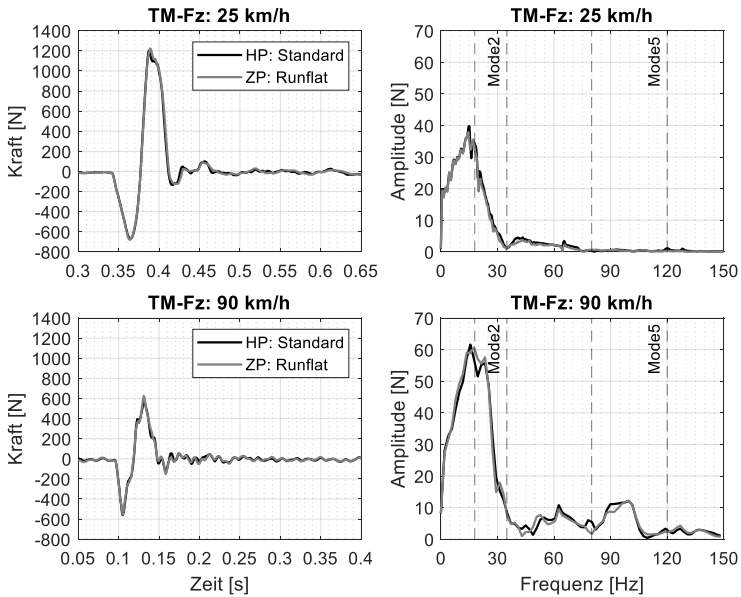


Abbildung 5.18: Zeitverläufe und Amplitudenspektren der Vertikalkräfte am Top-Mount bei 25 und 90 km/h für den Standardreifen HP und den Runflatreifen ZP

Die Amplitudenspektren der Kraftverläufe im oberen Stützlager des Federbeins zeigen, dass sich sowohl das Frequenzverhalten der Radaufhängung als auch die Höhe der Amplituden mit dem Reifen kaum ändern. Die Seitenwandverstärkung des Runflatreifens hat kaum Einfluss auf die von der Reifenaufstandsfläche über das Federbein in das obere Stützlager bzw. in die Karosserie übertragene Vertikalkraft.

Einfluss der Seitenwandstruktur: Längsschwingungen

In Abbildung 5.19 werden die Längsbeschleunigungen an der Messstelle RTM des Standard- und Runflatreifens für zwei Geschwindigkeiten dargestellt.

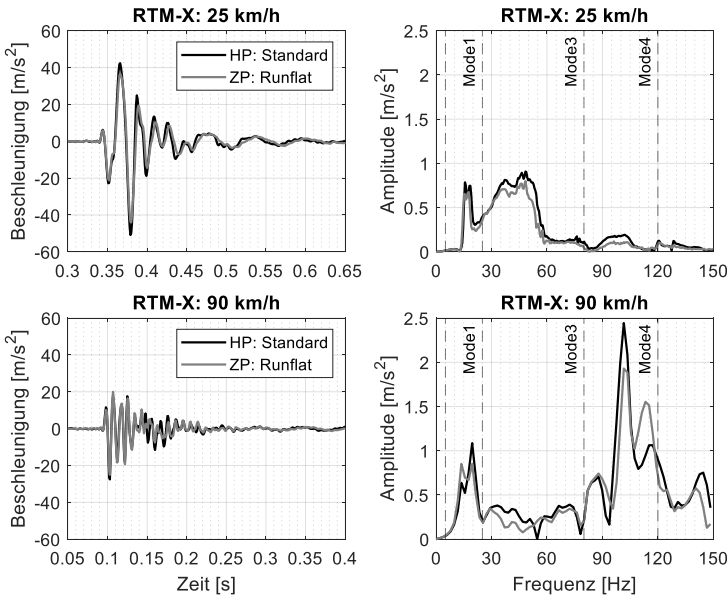


Abbildung 5.19: Zeitverläufe und Amplitudenspektren der Längsbeschleunigungen an RTM bei 25 und 90 km/h für den Standardreifen HP und den Runflatreifen ZP

Die Zeitverläufe der Längsbeschleunigungen am Radträger zeigen, dass die durch das Überrollen der Schlagleiste angeregten Schwingungsamplituden bei beiden Geschwindigkeiten mit dem Runflatreifen ZP kleiner als mit dem Standardreifen HP sind, insbesondere bei der niedrigen Geschwindigkeit von 25 km/h. Dies könnte bedeuten, dass die longitudinale Kraftanregung in der Kontaktfläche für die beiden Reifen nicht gleich stark ist.

Beim Vergleich der Amplitudenspektren bei den beiden Geschwindigkeiten ist zu sehen, dass die Schwingungsmoden des Reifen-Fahrwerk-Systems in der Längsrichtung bei verschiedenen Geschwindigkeiten sehr unterschiedlich angeregt werden, wie es auch in der Vertikalrichtung der Fall ist. Während die longitudinalen Achsresonanzen (Mode1) bei beiden Geschwindigkeiten deut-

lich angeregt werden, sind die Resonanzen der nullten Torsionsmode des Reifens (Mode3) nur bei 25 km/h und die Resonanzen der translatorischen bzw. rotatorischen Gürtelschwingung des Reifens (Mode4) nur bei 90 km/h zu sehen. Dieses Verhalten resultiert aus den unterschiedlichen Anregungsverläufen der Längskraft bei verschiedenen Geschwindigkeiten.

Nach Abbildung 5.17 a) wird der Frequenzbereich der Gürtelschwingung nur sehr schwach, der Bereich der Rotationsschwingung hingegen sehr stark angeregt. Ähnlich der Vertikalkraft verschiebt sich die erste Nullstelle der Anregung mit steigender Geschwindigkeit in Richtung höherer Frequenzen. Bei Geschwindigkeit um 30 - 50 km/h werden sowohl die Translations- als auch die Rotationsschwingung am stärksten angeregt. Mit zunehmender Geschwindigkeit ist die maximale Schwingungsamplitude in Längsrichtung aufgrund stark sinkender Anregungsamplituden für beide Schwingungsanteile deutlich abgefallen [Hils10]. Dies erklärt die starke Anregung der Resonanz der nullten Torsionsmode des Reifens (Mode3) bei 25 km/h, die zwischen 30 und 60 Hz liegt, und die Abflachung dieser Resonanz bei 90 km/h. Die Resonanz der translatorischen bzw. rotatorischen Gürtelschwingung des Reifens (Mode4) wird nach Abbildung 5.19 bei 90 km/h sehr stark angeregt. Dies stimmt nicht mit den Anregungsverläufen in Abbildung 5.17 a) überein. Der Grund dafür ist, dass die in der vorliegenden Untersuchung verwendete Schlagleiste eine Höhe von 20 mm hat, bei der die Verschiebung der ersten Nullstelle der Anregung zu höheren Frequenzen mit steigender Geschwindigkeit geringer wird. Demzufolge sinkt die Anregungsamplitude nicht so stark wie in Abbildung 5.17 a) mit zunehmender Geschwindigkeit und kann somit bei 90 km/h die starre Reifengürtelschwingung noch deutlich anregen.

Die Amplitudenspektren der Beschleunigungsverläufe in Abbildung 5.19 zeigen, dass sich das Frequenzverhalten der longitudinalen Achsresonanz (Mode1) und der nullten Torsionsmode des Reifens (Mode3) mit dem Reifen kaum ändert, wie es bei der vertikalen Achsresonanz der Fall ist. Bei der niedrigen Geschwindigkeit von 25 km/h liegt der Unterschied zwischen den beiden Reifen hauptsächlich bei den Resonanzamplituden der nullten Torsionsmode des Reifens (Mode3), die stark von der Massenträgheit des Reifens und dem Kontaktzustand im Reifenlatsch abhängt. Dabei hat der Runflatreifen (Mode3:

Amplitude = $0,80 \text{ m/s}^2$) eine deutlich geringere Resonanzamplitude als der Standardreifen (Mode3: Amplitude = $0,91 \text{ m/s}^2$). Bei der höheren Geschwindigkeit von 90 km/h fallen die Resonanzen der Torsionsmode ab und die Resonanzen der translatorischen bzw. rotatorischen Gürtelschwingung des Reifens (Mode4) werden stark angeregt. Dabei hat der Runflatreifen (Mode4: Amplitude = $1,93 \text{ m/s}^2$) ebenfalls eine geringere Resonanzamplitude als der Standardreifen (Mode4: Amplitude = $2,44 \text{ m/s}^2$). Wie vorher schon erwähnt könnten die ungünstigeren Bodendruckverhältnisse des Runflatreifens zur niedrigeren Kraftanregung in der Kontaktfläche und somit zu kleineren Resonanzamplituden führen.

Aufgrund des Längsdurchganges der Schlagleiste durch den Reifenlatsch und der Elastokinematik der Radaufhängung entstehen beim Überrollen der Schlagleiste neben den vertikalen Kraftschwankungen auch Kraftschwankungen der gesamten Radaufhängung in der Längsrichtung. In Abbildung 5.20 werden dementsprechend die Längskräfte am Längslenker (LL) des Standard- und Runflatreifens für die beiden Geschwindigkeiten dargestellt.

Es ist in Abbildung 5.20 zu beobachten, dass der Unterschied zwischen den beiden Reifen bei den beiden Geschwindigkeiten sehr gering ist. Die Seitenwandverstärkung des Runflatreifens hat kaum Einfluss auf die von der Kontaktfläche über den Längslenker in die Karosserie übertragene Längskraft.

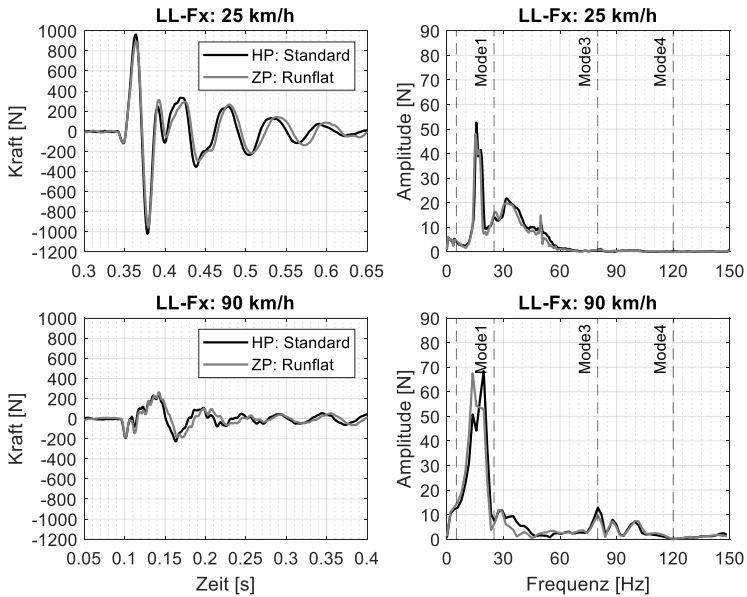


Abbildung 5.20: Zeitverläufe und Amplitudenspektren der Längskräfte am Längslenker bei 25 und 90 km/h für den Standardreifen HP und den Runflatreifen ZP

Einfluss der Laufstreifenmischung: Vertikalschwingungen

Zur Analyse des Einflusses der Laufstreifenmischung auf das Schwingungsverhalten des Reifen-Fahrwerk-Systems werden die Vertikalbeschleunigungen am Radträger sowie die Vertikalkräfte am Top-Mount jeweils mit dem Sommerreifen PSP3 und dem Winterreifen A4 bei verschiedenen Geschwindigkeiten betrachtet. Die beiden untersuchten Reifen haben die dieselbe Architektur, aber unterschiedliche Laufstreifenmischungen. In Abbildung 5.21 werden die Zeitverläufe und Amplitudenspektren der Vertikalbeschleunigungen an der Messstelle RTM für zwei Geschwindigkeiten dargestellt.

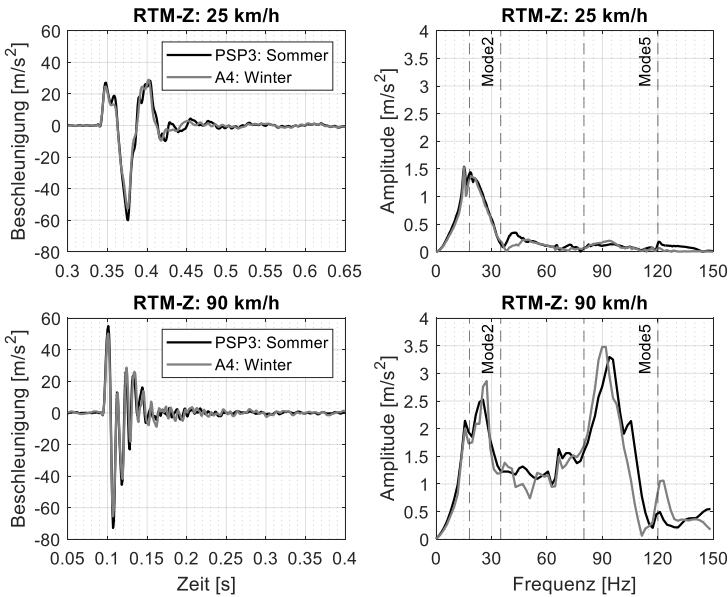


Abbildung 5.21: Zeitverläufe und Amplitudenspektren der Vertikalbeschleunigungen an RTM bei 25 und 90 km/h für den Sommerreifen PSP3 und den Winterreifen A4

Bei den Zeitverläufen ist zu sehen, dass der Winterreifen A4 bei beiden Geschwindigkeiten kleinere Schwingungsamplituden als der Sommerreifen PSP aufweist. Dies bedeutet, dass der Winterreifen aufgrund seines weicheren Laufstreifens ein besseres Schluckvermögen beim Überrollen der Schlagleiste als der Sommerreifen hat. Der Winterreifen kann die Schlagleiste mit geringerer Vertikalbewegung des Rades bzw. Erregung in der Radmitte überrollen.

Beim Vergleich der Amplitudenspektren ist zu sehen, dass die vertikalen Gürtelschwingungen der beiden Reifen (Mode5) nur bei der höheren Geschwindigkeit deutlich angeregt werden. Aufgrund der weicheren Laufstreifenmischung in der Aufstandsfläche und der daraus resultierenden unterschiedlichen Kontaktbedingung hat der Winterreifen A4 (Mode5: Frequenz = 91,80 Hz) trotz der gleichen Seitenwandstruktur eine geringere Resonanzfrequenz der

vertikalen Gürtelschwingung als der Sommerreifen PSP3 (Mode5: Frequenz = 93,75 Hz). Desweiteren ist bei den Amplitudenspektren noch einmal zu bestätigen, dass sowohl die Resonanzfrequenz als auch -amplitude der vertikalen Achsresonanz (Mode2) unabhängig vom verwendeten Reifen sind. Ähnlich der vertikalen Gürtelschwingung des Reifens wird die vertikale Achsresonanz bei 90 km/h stärker angeregt.

Abbildung 5.22 stellt die am Top-Mount (TM) entstehenden Vertikalkraftverläufe und deren Amplitudenspektren für zwei Geschwindigkeiten dar.

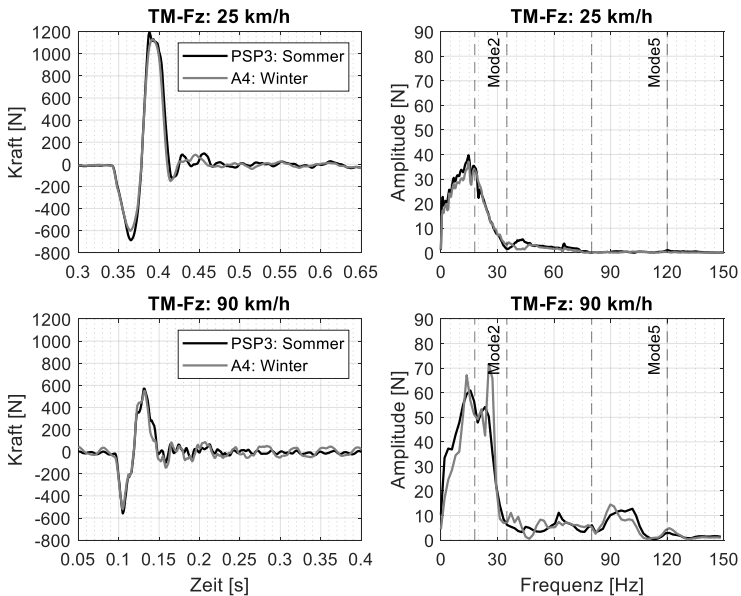


Abbildung 5.22: Zeitverläufe und Amplitudenspektren der Vertikalkräfte am Top-Mount bei 25 und 90 km/h für den Sommerreifen PSP3 und den Winterreifen A4

Die Zeitverläufe und Amplitudenspektren der Vertikalkräfte im oberen Stützlager des Federbeins zeigen, dass die Schwankungsamplituden bei beiden Geschwindigkeiten und insbesondere bei der niedrigeren Geschwindigkeit beim

Winterreifen kleiner sind. Die weichere Laufstreifenmischung des Winterreifens hat einen positiven Einfluss auf die von der Kontaktfläche über das Federbein in das obere Stützlager bzw. in die Karosserie übertragene Vertikal kraft.

Einfluss der Laufstreifenmischung: Längsschwingungen

In Abbildung 5.23 werden die Längsbeschleunigungen an der Messstelle RTM des Sommer- und Winterreifens für zwei Geschwindigkeiten dargestellt.

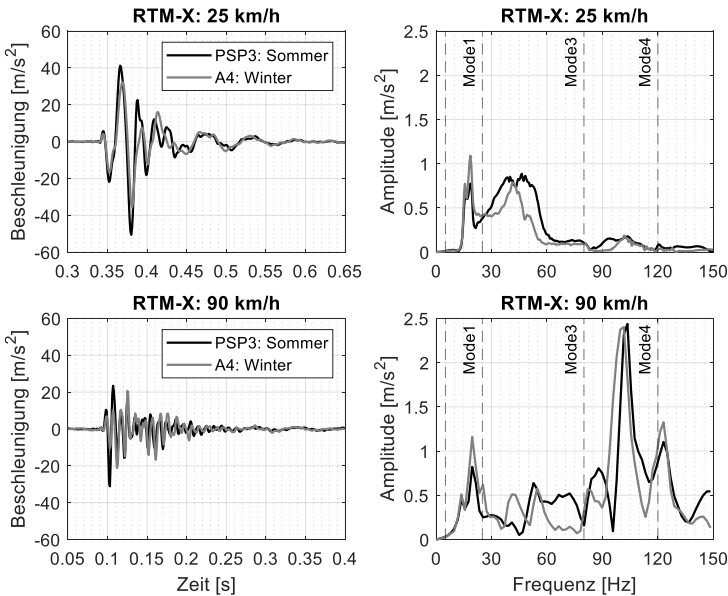


Abbildung 5.23: Zeitverläufe und Amplitudenspektren der Längsbeschleunigungen an RTM bei 25 und 90 km/h für den Sommerreifen PSP3 und den Winterreifen A4

Wie es bei den anderen zwei untersuchten Reifen der Fall ist, wird die longitudinale Achsresonanz (Mode1) bei beiden Geschwindigkeiten deutlich ange regt, während die Resonanz der nullten Torsionsmode des Reifens (Mode3)

nur bei 25 km/h und die Resonanz der translatorischen bzw. rotatorischen Gürtelschwingung (Mode4) nur bei 90 km/h deutlich zu sehen ist. Wie bereits erklärt, ist dies auf die stark geschwindigkeitsabhängigen Anregungsverläufe der Längskraft zurückzuführen.

Anders als in der Vertikalrichtung weisen die Längsbeschleunigungen des Winterreifens A4 bei den beiden Geschwindigkeiten deutlich niedrigere Amplituden als die des Sommerreifens PSP3 auf. Der Vergleich der Amplitudenspektren beider Reifen zeigt, dass dieser Unterschied hauptsächlich im Frequenzbereich der nullten Torsionsmode des Reifens (Mode3) liegt. Die Resonanz der nullten Torsionsmode (Mode3) wird beim Winterreifen A4 (Mode3: Amplitude = $0,79 \text{ m/s}^2$) aufgrund der niedrigeren Steifigkeit in der Kontaktfläche deutlich schwächer als beim Sommerreifen PSP3 (Mode3: Amplitude = $0,89 \text{ m/s}^2$) angeregt. Bei der translatorischen bzw. rotationrischen Gürtelschwingung des Reifens (Mode4) sind hingegen fast gleich stark angeregte Resonanzen bei beiden Reifen bei 90 km/h zu sehen. Ähnlich der vertikalen Gürtelschwingung hat der Winterreifen A4 (Mode4: Frequenz = 101,60 Hz) eine leicht niedrigere Resonanzfrequenz als der Sommerreifen PSP3 (Mode4: Frequenz = 103,50 Hz). Im niedrigen Frequenzbereich wo sich die longitudinale Achsresonanz (Mode1) befindet, bleibt das Frequenzverhalten unabhängig von der Reifenvariante und der Geschwindigkeit.

In Abbildung 5.24 werden dementsprechend die Längskräfte am Längslenker (LL) des Sommer- und Winterreifens für zwei Geschwindigkeiten dargestellt.

Es ist in Abbildung 5.24 zu beobachten, dass sich der Unterschied der Schwanungsamplituden mit der Geschwindigkeit verändert. Bei der niedrigeren Geschwindigkeit von 25 km/h hat der Sommerreifen PSP3 wegen der stärker angeregten nullten Torsionsmode des Reifens (Mode3) deutlich höhere Schwanungsamplituden als der Winterreifen A4. Mit zunehmender Geschwindigkeit fällt die Anregung der nullten Torsionsmode ab. Bei 90 km/h ist nur noch die Anregung der longitudinalen Achsresonanz (Mode1) in den Amplitudenspektren zu sehen. Dabei hat der Winterreifen A4 wegen der stärker angeregten Achsresonanz eine höhere Kraftschwankung in der Längsrich-

tung. Der Einfluss der Laufstreifenmischung des Reifens auf die von der Kontaktfläche über den Längslenker in die Karosserie übertragenen Längskraft ändert sich mit der Geschwindigkeit.

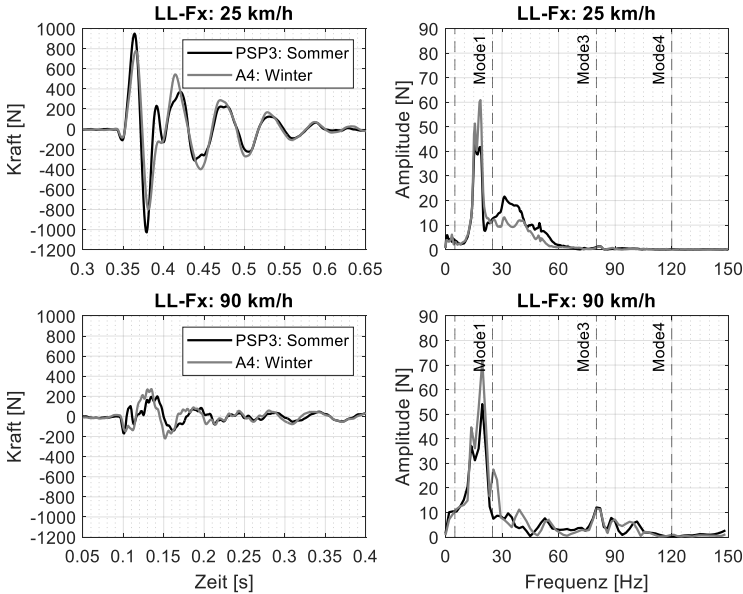


Abbildung 5.24: Zeitverläufe und Amplitudenspektren der Längskräfte am Längslenker bei 25 und 90 km/h für den Sommerreifen PSP3 und den Winterreifen A4

Kennwertbildung der Beschleunigungen

Im Folgenden werden die Schwingungsamplitude, -stärke sowie -erregung aller untersuchten Reifen bei mehr Geschwindigkeiten mit Hilfe von den in Abschnitt 5.2.1 eingeführten Kenngrößen diskutiert.

In Abbildung 5.25 und Abbildung 5.26 werden die Maxima *Max*, Minima *Min*, Effektivwerte *Eff*, Gradienten des ersten Peaks *Gradient* sowie Teil-effektivwerte *TEff* der Längs- und Vertikalbeschleunigungen an der Messstelle

RTM bei elf Geschwindigkeiten (25, 30, 40, 50, 60, 70, 80, 90, 100, 110, 120 km/h) für die Messreifen ZP, HP, PSP und A4 dargestellt.

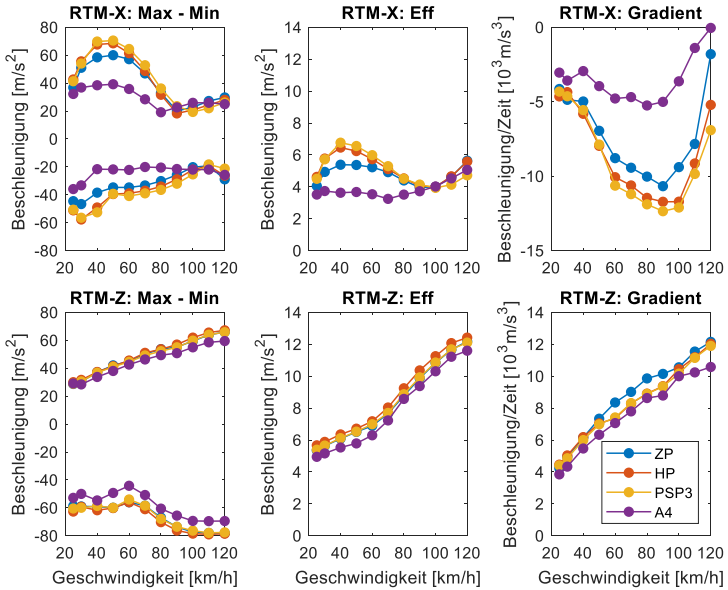


Abbildung 5.25: Max, Min, Eff und Gradient der Längs- und Vertikalbeschleunigungen an RTM bei elf Geschwindigkeiten für ZP, HP, PSP3 und A4

Es ist zunächst in Abbildung 5.25 zu sehen, dass sich bei allen Messreifen fast alle Kenngrößen der Vertikalbeschleunigungen mit zunehmender Geschwindigkeit von 25 bis 120 km/h vergrößern. Die Erhöhung der Schwingungsamplitude und -stärke an der Radnabe wird durch die Erhöhung der Erregungsenergie verursacht. In Abbildung 5.26 ist zu erkennen, dass die Erhöhung der Schwingungsamplitude und -stärke mit zunehmender Geschwindigkeit hauptsächlich auf die stärkere Anregung der Resonanz der vertikalen Gürtelschwingung des Reifens (Mode5) zurückzuführen ist. Aufgrund der bereits diskutierten geschwindigkeitsabhängigen Anregungsspektren bei der

Schlagleistenüberfahrt dominieren bei hohen Geschwindigkeiten die vertikalen Gürtelschwingungen des Reifens am Radträger. Die Anregung der vertikalen Achsresonanz (Mode2) ist hingegen kaum von der Geschwindigkeit beeinflusst. Desweiteren ist zu beobachten, dass sich sowohl die Schwingungsamplituden als auch die Schwingungsstärke in der Vertikalrichtung zwischen allen Messreifen nicht groß unterscheiden. Es ist nur zu sehen, dass der Winterreifen A4 wegen der etwas schwächer angeregten vertikalen Achsresonanz (Mode2) geringere Schwingungsamplituden und -stärken im Zeitbereich hat.

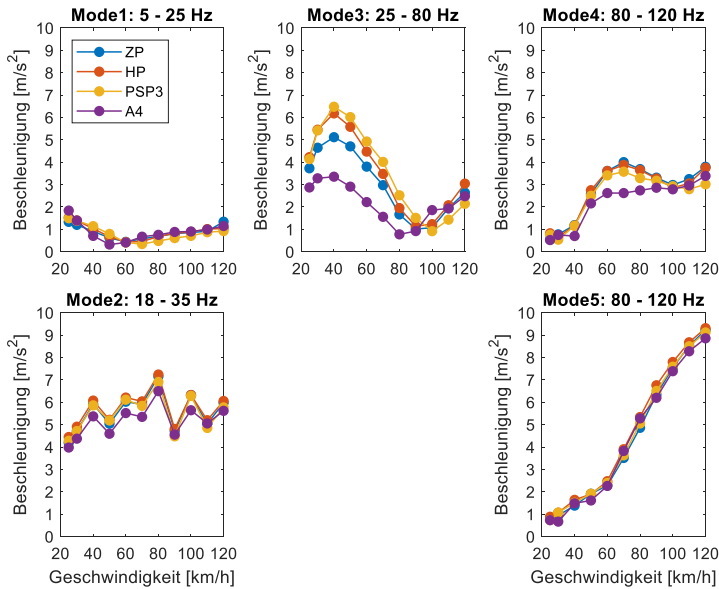


Abbildung 5.26: TEff der Längs- und Vertikalbeschleunigungen an RTM bei elf Geschwindigkeiten für ZP, HP, PSP3 und A4

In der Längsrichtung ist in Abbildung 5.25 keine eindeutige Veränderung der Kenngrößen mit steigender Geschwindigkeit zu beobachten. Mit Hilfe der

Teileffektivwerte in Abbildung 5.26 wird klar, dass dieser Effekt hauptsächlich durch die Veränderung der Anregung der nullten Torsionsmode des Reifens (Mode3) mit der Geschwindigkeit verursacht wird. Wie bereits diskutiert wird diese Rotationsschwingung des Reifens aufgrund der Anregungsspektren in der Längsrichtung bei Geschwindigkeiten um 30 - 50 km/h am stärksten angeregt. Über 50 km/h fällt diese Torsionsmode schnell ab und stattdessen wird die longitudinale translatorische bzw. rotatorische Gürtelschwingung des Reifens (Mode4) aufgrund der Anregungsspektren stark angeregt. Die beiden Effekte verursachen den welligen Verlauf der Schwingungsamplitude sowie -stärke mit zunehmender Geschwindigkeit. Die Anregung der longitudinalen Achsresonanz (Mode1) wird hingegen wenig von der Geschwindigkeit beeinflusst. Desweiteren ist zu beobachten, dass sich sowohl die Schwingungsamplituden als auch die Schwingungsstärke in der Vertikalrichtung zwischen den drei Sommerreifen nicht groß unterscheiden. Der Winterreifen A4 hat aufgrund der deutlich niedrigen Erregungsenergie und somit seiner schwächeren Anregung der nullten Torsionsmode (Mode3) und der translatorischen bzw. rotatorischen Gürtelschwingung (Mode4) deutlich geringere Schwingungsamplituden und -stärken im Zeitbereich. In der Längsrichtung ist noch ein deutlicher Unterschied zwischen dem Standardreifen HP und dem Runflatreifen ZP bis zu 80 km/h im Frequenzbereich der nullten Torsionsmode (Mode3) zu erkennen. Der Runflatreifen ZP hat in diesem Frequenzbereich eine deutlich niedrigere Anregung als der Standardreifen HP. Wie bereits diskutiert könnte dies auf die ungünstigeren Bodendruckverhältnisse des Runflatreifens und somit auf eine niedrigere Kraftanregung im Reifenlatsch zurückzuführen sein.

Kennwertbildung der Kräfte

In Abbildung 5.27 werden die Maxima *Max*, Minima *Min* und Effektivwerte *Eff* der Längskräfte am Längslenker (LL) und Vertikalkräfte am Top-Mount (TM) bei elf Geschwindigkeiten für die Messreifen ZP, HP, PSP und A4 dargestellt.

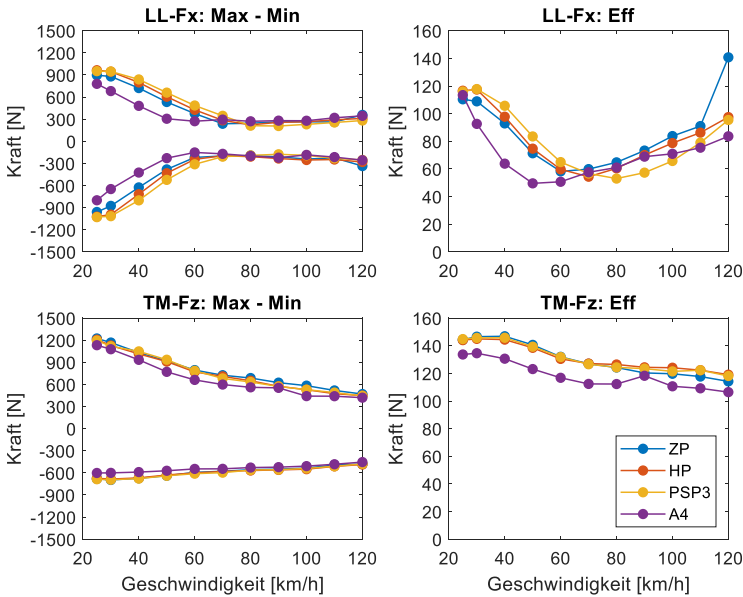


Abbildung 5.27: Max, Min und Eff der Längskräfte am Längslenker und Vertikalkräfte am Top-Mount bei elf Geschwindigkeiten für ZP, HP, PSP3 und A4

In der Vertikalrichtung nimmt die Kraftschwankungsamplitude bzw. -stärke aller vier Reifen eindeutig mit Erhöhung der Geschwindigkeit ab. Es ist hier außerdem zu sehen, dass die Kraftschwankungsamplitude bzw. -stärke mit dem Winterreifen A4 für alle Geschwindigkeiten unter denen mit allen Sommerreifen liegt. Der Winterreifen A4 mit weicherer Laufstreifenmischung hat ein besseres Schluckverhalten beim Überrollen von Hindernissen als die Sommerreifen und verursacht somit eine niedrigere Fahrwerkbelastung am Top-Mount bzw. eine niedrigere übertragene Vertikalkraft in die Karosserie als die Sommerreifen.

Für alle Reifen wird in der Längsrichtung eine Absenkung der beiden Kenngrößen mit Erhöhung der Geschwindigkeit bis zu 70 km/h beobachtet. Nach Abbildung 5.26 dominiert die nullte Torsionsmode des Reifens (Mode3) in

diesem Geschwindigkeitsbereich. Die deutliche Anregung der Resonanz der nullten Torsionsmode des Reifens (Mode3) vergrößert die Schwingungsamplitude sowie -stärke der Längskraft im Zeitbereich. Der Winterreifen A4 hat wegen der weicheren Laufstreifenmischung, d. h. niedrigere Steifigkeit in der Kontaktfläche, eine deutlich schwächere Anregung dieser Schwingungsmode im Frequenzbereich als die Sommerreifen. Über 70 km/h fällt die Anregung dieser Resonanz schnell ab und es dominiert die longitudinale Achsresonanz (Mode1) und die translatorische bzw. rotatorische Gürtelschwingung des Reifens (Mode4) im Frequenzbereich. Die Anregungen der beiden Schwingungsmoden sind gemäß der Teileffektivwerte vergleichbar bei allen Messreifen und verändern sich bei allen Messreifen nicht stark mit der Geschwindigkeit. Demzufolge bleiben die Kraftschwankungsamplituden und -stärke im hohen Geschwindigkeitsbereich relativ stabil.

Die Analyse der Kenngrößen der Schwingungen und Kraftschwankungen bestätigt, dass die höhere Längs- und Vertikalsteifigkeit von Sommerreifen (vgl. Abbildung 4.10, Abbildung 4.8) zu höheren Schwingungsamplituden und -stärken am Radträger und zu höheren Schwingungsamplituden und -stärken der über den Längslenker und über das Federbein in die Karosserie übertragenen Kräfte verursachen können. Infolgedessen wird der Fahrkomfort verringert und die Fahrwerkbelastung erhöht, vor allem beim Überrollen von Einzelhindernissen bzw. Fahrten auf unebenen Fahrbahnen. Der Winterreifen mit weicherer Laufstreifenmischung hat einen positiven Einfluss auf das Schwingungsverhalten des Reifen-Fahrwerk-Systems bei Überfahrten von Fahrbahnunebenheiten.

Die Ergebnisse der Reifen-Steifigkeitsuntersuchung in den Abschnitten 4.3.1 und 4.3.2 zeigen, dass der Runflatreifen ZP in der Längs- sowie Vertikalrichtung eine deutlich höhere Steifigkeit als der Standardreifen HP besitzt. Trotz der höheren Steifigkeit in der Längsrichtung sind aber die bei der Schlagleistenüberfahrt mit dem Runflatreifen ZP entstehenden Längsschwingungen am Radträger und Längskraftschwankungen am Längslenker aufgrund der weniger angeregten nullten Torsionsmode des Reifens (Mode3) kleiner als mit dem Standardreifen HP. Dies führt zu besserem Komfort beim Überrollen von Hin-

dernissen und weniger Belastung bzw. Schädigung des Fahrwerks. Jeschor beschreibt in [Jesc05], dass die höhere Längssteifigkeit des Runflatreifens den Komfort verringert und die Fahrwerkbelastung erhöht, vor allem beim Überrollen von Einzelhindernissen bzw. unebenen Fahrbahnen. Je höher die Steifigkeit des Reifens in der Längsrichtung ist, desto höher ist auch die entstehende Umfangskraft beim Überrollen von Hindernissen. Die Ergebnisse in der vorliegenden Untersuchung bestätigen aber, dass dies bei der neuen Generation von Runflatreifen nicht mehr immer der Fall ist.

5.4.2 Einfluss der Schlagleistegeometrie

Zur Untersuchung des Einflusses verschiedener Querschnitte der Einzelhindernisse werden die Schlagleistenüberfahrten des Reifen-Fahrwerk-Systems für die Messreifen ZP, HP, PSP3 und A4 ausgehend von der Standardbetriebsbedingung bei der Geschwindigkeit von 50 km/h mit variierenden Schlagleisten (vgl. Abbildung 5.2) durchgeführt. Aus den Versuchsergebnissen sind zum einen der Einfluss der Unebenheitshöhe und zum anderen der Einfluss der Flankenform bzw. Flankenneigung zu ermitteln.

Einfluss der Höhe

In Abbildung 5.28 werden die Zeitverläufe und Amplitudenspektren der Längs- und Vertikalbeschleunigung an der Messstelle RTM bei 50 km/h und zwei Schlagleisten gleicher Flankenneigung, aber unterschiedlicher Höhe für den Messreifen HP dargestellt.

Aufgrund der doppelten Schlagleistenhöhe verdoppeln sich die Amplituden des ersten Peaks der Zeitverläufe in beiden Richtungen, welches direkt mit der Erregung der Schlagleiste verbunden ist. Die Amplituden der Nachschwingungen sind bei der Schlagleistenhöhe von 20 mm in beiden Richtungen mehr als verdoppelt, welches auf die angeregten Resonanzen der Schwingungsmoden zurückzuführen ist.

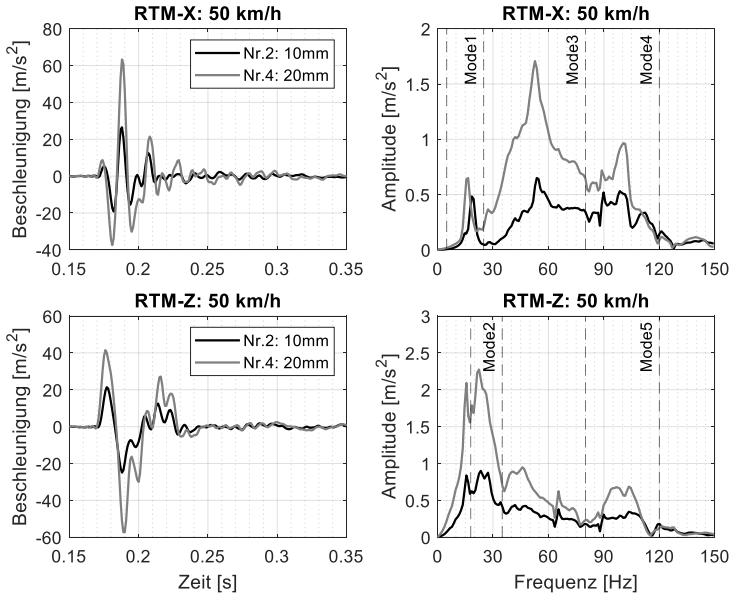


Abbildung 5.28: Zeitverläufe und Amplitudenspektren der Längs- und Vertikalbeschleunigungen an RTM bei 50 km/h und Schlagleisten Nr.2 und 4 für HP

In den Amplitudenspektren wird zunächst eine Verringerung der Resonanzfrequenz mit Erhöhung der Schlagleistenhöhe für die longitudinale Achsresonanz (Mode 1) beobachtet. Dieser Effekt kann durch die unterschiedliche Achsverspannung bei unterschiedlicher Schlagleistenhöhe erklärt werden. Die Steifigkeiten der Gummilager hängen nämlich von der Belastungsrichtung ab. Bei einer höheren Schlagleiste verändern sich die Belastungsrichtung der Gummilager und deshalb auch die Steifigkeit. Die Resonanzamplituden der vertikalen Achsresonanz (Mode2) und der nullten Torsionsmode des Reifens (Mode3) sind ungefähr um den Faktor 2,5 im Vergleich zu denen bei der Schlagleistenhöhe von 10 mm größer, während sich die Resonanzamplituden der translatorischen bzw. rotatorischen Gürtelschwingung des Reifens (Mode4) und der vertikalen Gürtelschwingung des Reifens (Mode5) ungefähr verdoppelt haben. Damit werden die mehr als verdoppelten Amplituden der Nachschwingungen

in beiden Richtungen im Zeitbereich erklärt. Die Schlagleistenhöhe hat einen Verstärkungseffekt auf das Schwingungsverhalten in beiden Richtungen.

In Abbildung 5.29 werden die Zeitverläufe und Amplitudenspektren der Längskräfte am Längslenker (LL) und Vertikalkräfte am Top-Mount (TM) bei der Überfahrt mit 50 km/h über zwei Schlagleisten gleicher Flankenneigung aber unterschiedlicher Höhe für den Messreifen HP dargestellt.

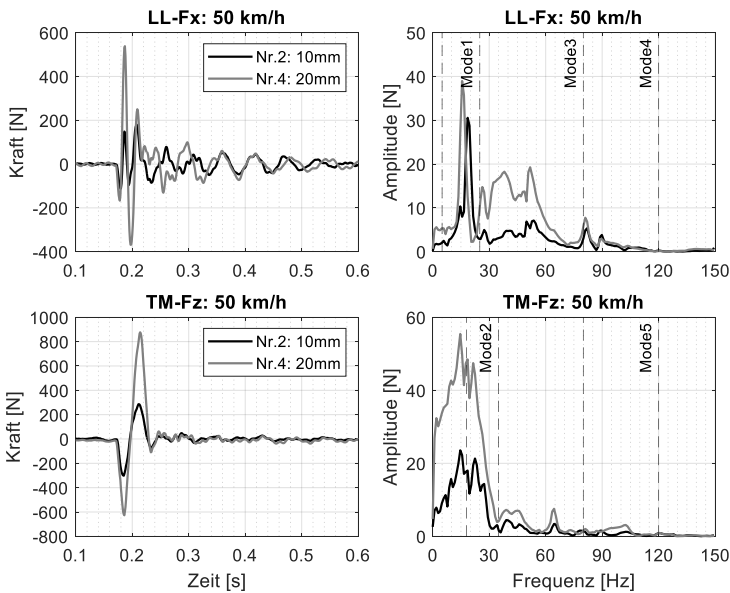


Abbildung 5.29: Zeitverläufe und Amplitudenspektren der Längskräfte an LL und Vertikalkräfte an TM bei 50 km/h und den Schlagleisten Nr.2 und 4 für HP

Der Verstärkungseffekt der Schlagleistenhöhe auf das Schwingungsverhalten am Radträger ist ebenfalls bei der Längskraft am Längslenker und der Vertikalkraft am Top-Mount zu finden. Die Resonanzamplituden der vertikalen Achsresonanz (Mode2) und der nullten Torsionsmode des Reifens (Mode3)

haben sich ungefähr um den Faktor 2,5 im Vergleich zu denen bei der Schlagleistenhöhe von 10 mm vergrößert. In den Amplitudenspektren der Kräfte sind die Anregungen der Resonanzen der Gürtelschwingungen des Reifens (Mode4 und Mode5) nicht deutlich zu sehen.

Einfluss der Flankenform der Schlagleisten

In Abbildung 5.30 werden die Zeitverläufe und Amplitudenspektren der Längs- und Vertikalbeschleunigungen an der Messstelle RTM bei der Überfahrt von zwei Schlagleisten der Höhe 10 mm mit unterschiedlicher Flankenform bei 50 km/h dargestellt.

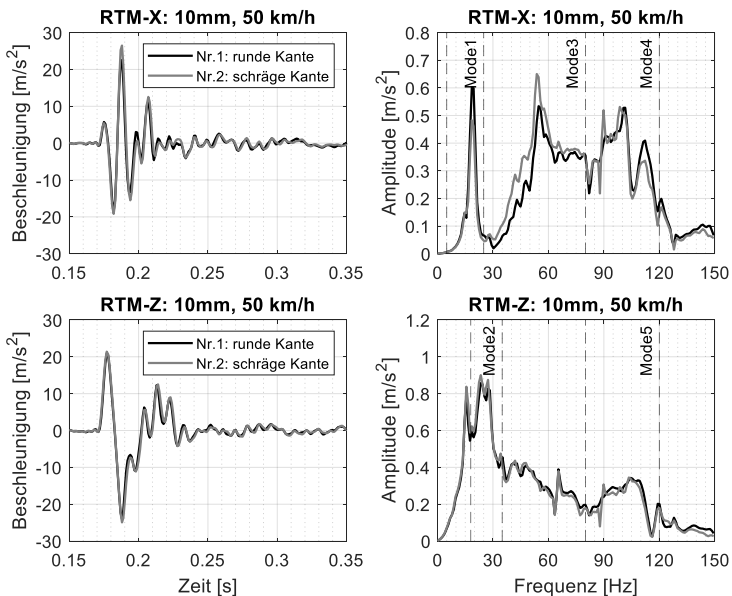


Abbildung 5.30: Zeitverläufe und Amplitudenspektren der Längs- und Vertikalbeschleunigungen an RTM bei 50 km/h und den Schlagleisten Nr.1 und 2 für HP

Es ist in Abbildung 5.30 zu sehen, dass sich der Einfluss der Flankenform auf die Schwingungseigenschaften am Radträger hauptsächlich in der Längsrichtung und insbesondere bei der Resonanz der nullten Torsionsmode des Reifens (Mode3) bemerkbar macht. Mit der schrägen Kante wird diese Schwingungs-mode deutlich stärker angeregt, was zur größeren Schwingungsamplitude im Zeitbereich führt. In der Vertikalrichtung ist kaum ein Unterschied zwischen den beiden Flankenneigungen zu erkennen.

In Abbildung 5.31 werden die Zeitverläufe und Amplitudenspektren der Längs- und Vertikalbeschleunigung an der Messstelle RTM bei 50 km/h und vier Schlagleisten der Höhe 20 mm, aber unterschiedlicher Flankenform, für den Messreifen HP dargestellt.

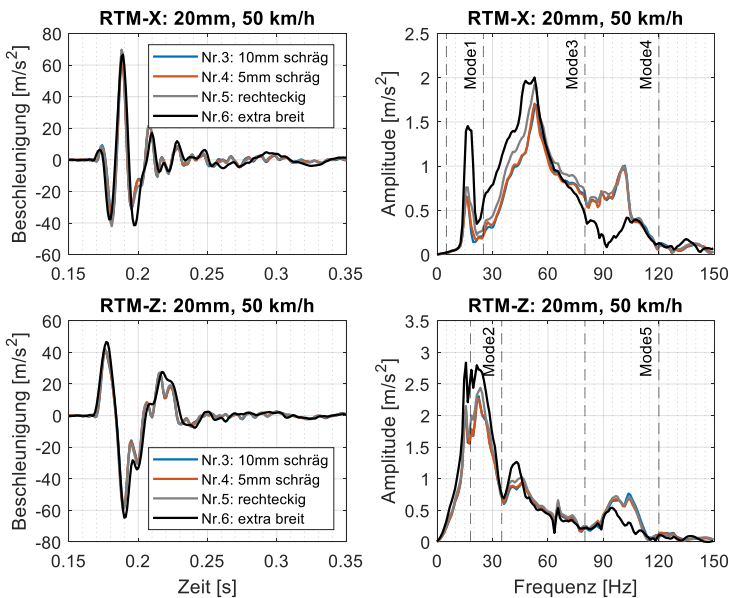


Abbildung 5.31: Zeitverläufe und Amplitudenspektren der Längs- und Vertikalbeschleunigungen an RTM bei 50 km/h und den Schlagleisten Nr.3, 4, 5 und 6 für HP

Die Zeitverläufe und Amplitudenspektren in Abbildung 5.31 bestätigen zunächst den bei den Schlagleisten Nr.1 und Nr.2 beobachteten Effekt. Der Einfluss der Flankenform macht sich hauptsächlich in der Längsrichtung und bei der nullten Torsionsmode des Reifens (Mode3) im Frequenzbereich bemerkbar. Es ist kaum ein Unterschied zwischen den Schwingungseigenschaften mit den Schlagleisten Nr.3 und Nr.4 zu sehen, die den gleichen Flankenneigungswinkel haben, während das Amplitudenspektrum der Längsbeschleunigung mit der rechteckigen Schlagleiste Nr. 5 eine deutlich stärker angeregte Resonanz der nullten Torsionsmode des Reifens (Mode3) hat. Dies zusammen mit den Ergebnissen in Abbildung 5.30 bedeutet, dass die Flankenform der Schlagleiste den entscheidenden Einfluss auf die Längsschwingung am Radträger bei der Schlagleistenüberfahrt hat. Je schärfer die Kante ist, desto stärker wird die Resonanz der nullten Torsionsmode des Reifens (Mode3) angeregt und somit die Schwingungsamplitude. Die scharfe Kante eines Hindernisses wird beim Überrollen weniger von dem Reifen ‚geschluckt‘ und somit entsteht eine höhere Kraftanregung im Reifenlatsch.

Ferner unterscheiden sich die Resonanzamplituden bei den Schlagleisten Nr. 3 bis 5 deutlich von denen bei der Schlagleiste Nr. 6, die die gleiche Höhe hat, aber viel breiter als die anderen ist. Eine große Breite der Schlagleiste bedeutet zum einen eine extrem große Kontaktlänge bzw. Kontaktfläche mit dem Reifen und zum anderen eine größere Längs- und Vertikalbewegung in der Radmitte wegen des in Abbildung 5.32 veranschaulichten Kontaktzustands der Schlagleiste Nr. 6 mit dem Reifen.

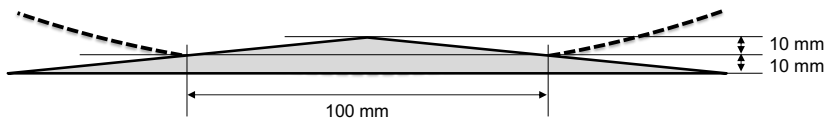


Abbildung 5.32: Kontaktzustand der Schlagleiste Nr. 6 mit dem Reifen

Bei der Radlast 2845 N lässt sich die Länge des Reifenlatschs auf einer horizontalen Ebene auf ca. 100 mm abschätzen. Da die Länge der Schlagleiste Nr. 6 viel größer als die Kontaktlänge des Reifens mit der Fahrbahnoberfläche ist,

steht der Reifen beim Überrollen vollständig auf dieser Schlagleiste. Der Reifen kann dieses Hindernis nicht vollständig schlucken, sondern muss das Hindernis mit größerer Längs- und Vertikalbewegung überrollen. Die größeren Bewegungen in beiden Richtungen führen zu stärkeren Anregungen der Achsresonanzen (Mode1 und Mode2). Die höhere Resonanzamplitude der nullten Torsionsmode des Reifens (Mode3) bei der Schlagleiste Nr.6 lässt sich durch das stärkere Eindringen in den Reifen in der Kontaktfläche erklären. Es ist außerdem zu beobachten, dass die Gürtelschwingungen des Reifens (Mode4 und Mode5) bei der Schlagleiste Nr.6 schwächer angeregt werden als bei den Schlagleisten Nr. 3 bis 5 gleicher Höhe. Nach [Hils10] werden höhere Frequenzbereiche mit kürzer werdendem Impuls immer stärker angeregt. Wird der Reifen durch einen kürzeren Impuls, z. B. einen Hammerschlag, angeregt, ist die translatorische Gürtelschwingung bereits bei langsamen Rollen dominierend. Aus diesem Grund können die Gürtelschwingungen des Reifens von den Schlagleisten Nr. 3, 4 und 5, deren Anregungsverläufe näher an einem Impuls liegen, stärker angeregt werden.

In Abbildung 5.33 sind die Zeitverläufe und Amplitudenspektren der Längskräfte am Längslenker (LL) und Vertikalkräfte am Top-Mout (TM) für den Messreifen HP bei 50 km/h und den vier Schlagleisten der Höhe 20 mm unterschiedlicher Flankenform dargestellt.

Der Vergleich der Zeitverläufe der Längs- und Vertikalkraftschwankungen bei den vier Schlagleisten zeigt, dass die Kraftschwankungsamplituden in beiden Richtungen vor allem durch die Querschnittsform der Schlagleiste beeinflusst werden. Je schärfer die Kantenform der Schlagleiste ist, desto größer werden die Schwankungsamplituden der Längs- und Vertikalkräfte. Den größeren Kraftschwankungsamplituden im Zeitbereich liegen die stärkeren Anregungen der longitudinalen Achsresonanz (Mode1) sowie der nullten Torsionsmode des Reifens (Mode3) zugrunde. Die Resonanzen der Gürtelschwingungen des Reifens (Mode4 und Mode5) sind in den Kraftamplitudenspektren nicht deutlich zu erkennen.

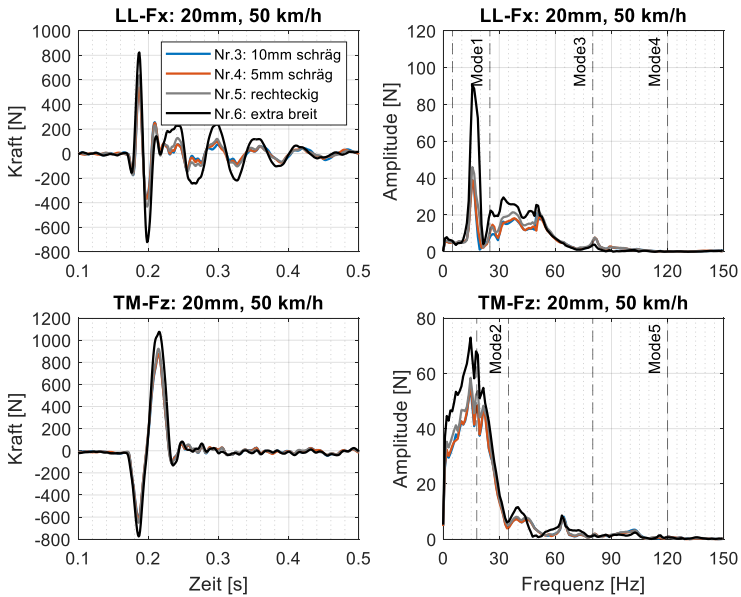


Abbildung 5.33: Zeitverläufe und Amplitudenspektren der Längskräfte an LL und Vertikalkräfte am TM bei 50 km/h und den Schlagleisten Nr.3, 4, 5 und 6 für HP

Wie bereits erklärt kann der Reifen die Schlagleiste Nr.6 aufgrund ihrer Breite nicht so gut wie die anderen Schlagleisten beim Überrollen umschließen bzw. schlucken. Das Rad muss sich mehr bewegen, um diese Schlagleiste zu überrollen. Entsprechend den Zeitverläufen und Amplitudenspektren haben die größeren Radbewegungen bei der Schlagleiste Nr.6 einen entscheidenden Einfluss auf die Achsresonanzen (Mode1 und Mode2) sowie die nullte Torsionsmode des Reifens (Mode3) und verursachen deutlich größere Schwankungsamplituden in beiden Richtungen.

Kennwertbildung der Beschleunigungen

Im Folgenden werden die Schwingungseigenschaften mit Hilfe von objektiven Kenngrößen bewertet und miteinander verglichen. In Abbildung 5.34 und Ab-

bildung 5.35 werden die Maxima *Max*, Minima *Min*, Effektivwerte *Eff*, Gradienten des ersten Peaks *Gradient* sowie die Teileffektivwerte *TEff* der Längs- und Vertikalbeschleunigungen an der Messstelle RTM bei 50 km/h und allen sechs Schlagleisten für die Messreifen ZP, HP, PSP3 und A4 dargestellt.

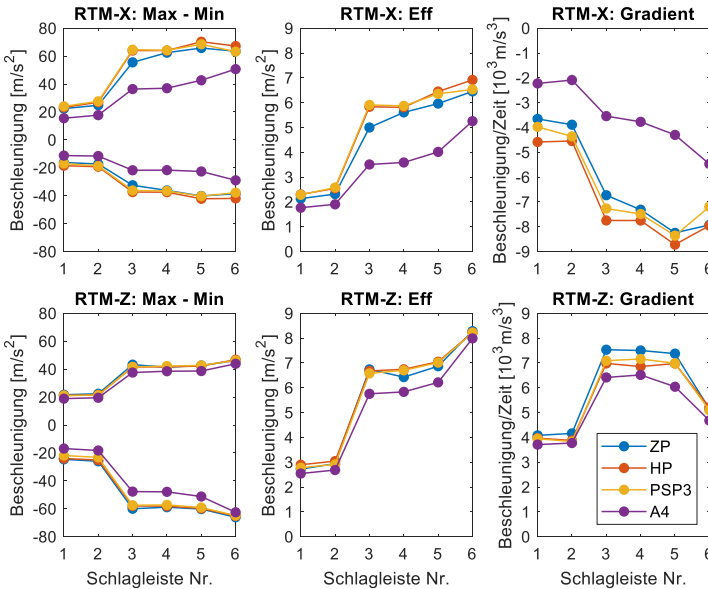


Abbildung 5.34: Max, Min, Eff und Gradient der Längs- und Vertikalbeschleunigungen an RTM bei 50 km/h und sechs Schlagleisten für ZP, HP, PSP3 und A4

In Abbildung 5.34 sind mehrere Effekte zu beobachten. Zunächst kann festgestellt werden, dass die Erhöhung der Schlagleistenhöhe zu einer Vergrößerung der Schwingungsamplitude und -stärke am Radträger, insbesondere bei den drei Sommerreifen mit höheren Steifigkeiten in der Aufstandsfläche, führt. Bei einer Verdoppelung der Schlagleistenhöhe haben sich die Schwingungsamplituden und -stärken in den beiden Richtungen mehr als verdoppelt. Diesem Effekt liegt in der Längsrichtung die Anregung der Resonanz der nullten

Torsionsmode des Reifens (Mode3) und in der Vertikalrichtung die Anregung der vertikalen Achsresonanz (Mode2) zugrunde. Die Flankenform der Schlagleiste hat ebenfalls einen Einfluss auf das Schwingungsverhalten am Radträger. Je schärfer die Kante ist, desto größer wird die Schwingungsamplitude und -stärke.

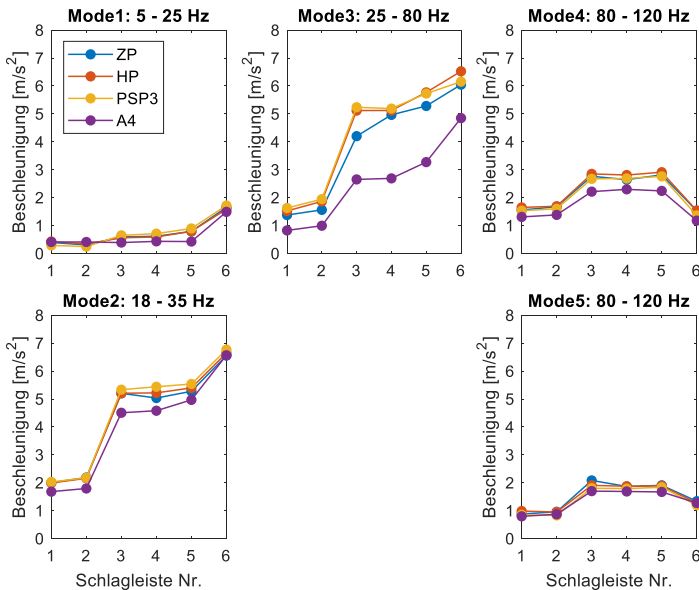


Abbildung 5.35: TEff der Längs- und Vertikalbeschleunigungen an RTM bei 50 km/h und sechs Schlagleisten für ZP, HP, PSP3 und A4

Zweitens ist zu beobachten, dass die Schwingungsamplitude, -stärke und -erregung in der Radmitte beim Winterreifen A4 in den beiden Richtungen deutlich niedriger als bei den drei Sommerreifen ist. Ferner ist der Winterreifen weniger empfindlich auf eine Änderung der Schlagleistenhöhe, insbesondere in der Längsrichtung, als die Sommerreifen. Dies liegt an der deutlich niedrigeren gesamten Längssteifigkeit des Winterreifens (vgl. Abbildung 4.8). Nach

[Jesc05] kann die Tangentialsteifigkeit des Reifens, hier die gesamte Längssteifigkeit, als ein Bewertungsmaß für den Komfort eines Reifens beim Überrollen von Einzelhindernissen angesehen werden. Je geringer die Steifigkeit in tangentialer Richtung ist, desto geringer ist auch die entstehende Tangentialkraft beim Überrollen von Hindernissen. Das heißt, der Reifen kann das Hindernis weicher und somit komfortabler überrollen. Nach der Analyse der Kenngrößen erzeugt der Winterreifen A4 beim Überrollen von allen sechs Schlagleistenvarianten den besten Komfort im Reifen-Fahrwerk-System.

Kennwertbildung der Kraftschwankungen

In Abbildung 5.36 werden die Maxima *Max*, die Minima *Min* und Effektivwerte *Eff* der Längskräfte am Längslenker (LL) und Vertikalkräfte am Top-Mount (TM) bei 50 km/h und allen sechs Schlagleisten für die Messreifen ZP, HP, PSP3 und A4 verglichen.

Für alle Reifen wird in der Längs- und Vertikalrichtung eine Zunahme der beiden Kenngrößen mit Erhöhung der Schlagleistennummer beobachtet. Mit Erhöhung der Schlagleistennummer nehmen die Schlagleistenhöhe und die Schärfe der Schlagleistenkante zu. Übereinstimmend mit den Ergebnissen der Schwingung in der Radmitte hat die Höhe der Schlagleiste einen größeren Einfluss auf die Kraftschwankungsamplitude und -stärke als die Flankenform der Schlagleiste.

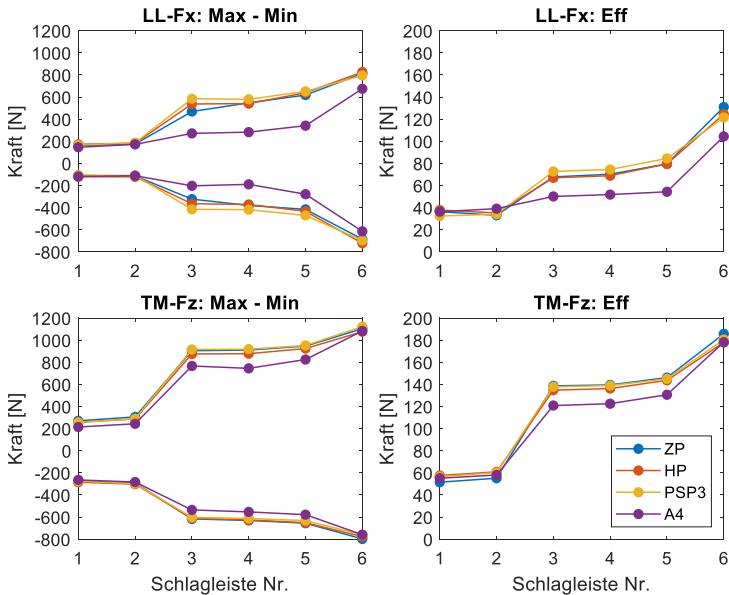


Abbildung 5.36: Max, Min, Eff der Längskräfte an LL und Vertikalkräfte an TM bei 50 km/h und sechs Schlagleisten für ZP, HP, PSP3 und A4

Bei Berücksichtigung des Querschnittes aller sechs Schlagleisten führen die Ergebnisse zur Schlussfolgerung, dass die Kraftanregung in der Kontaktfläche und die daraus entstehenden Schwingungen und Kraftschwankungen im Reifen-Fahrwerk-System mit dem Schluckverhalten zwischen dem Reifen und der Schlagleiste verbunden ist. Die Höhe des Einzelhindernisses hat einen großen Einfluss sowohl auf das longitudinale und als auch auf das vertikale Schwingungsverhalten innerhalb des Reifen-Fahrwerk-Systems und weist Verstärkungseffekte in beide Richtungen auf. Je höher das Einzelhindernis ist, desto stärker verringert das Einzelhindernis den Fahrkomfort und vergrößert die Schädigungsmöglichkeit des Fahrwerks. Desweiteren kann die Flankenform des Einzelhindernisses ebenfalls das longitudinale Schwingungsverhalten des Reifen-Fahrwerk-Systems beeinflussen. Jedoch ist deren Einfluss auf den Frequenzbereich der nullten Torsionsmode des Reifens begrenzt.

5.4.3 Einfluss des Fülldrucks

Zur Untersuchung des Fülldruckeinflusses werden die Schlagleistenüberfahrten des Reifen-Fahrwerk-Systems für die Michelin-Reifen ZP, HP, PSP3 und A4 ausgehend von der Standardbetriebsbedingung mit variierenden Fülldrücken durchgeführt.

Schwingungen am Radträger

Abbildung 5.37 zeigt beispielhaft die Zeitverläufe und Amplitudenspektren der gemessenen Längs- und Vertikalbeschleunigungen an der Messstelle RTM bei drei Reifenfülldrücken für den Messreifen PSP3.

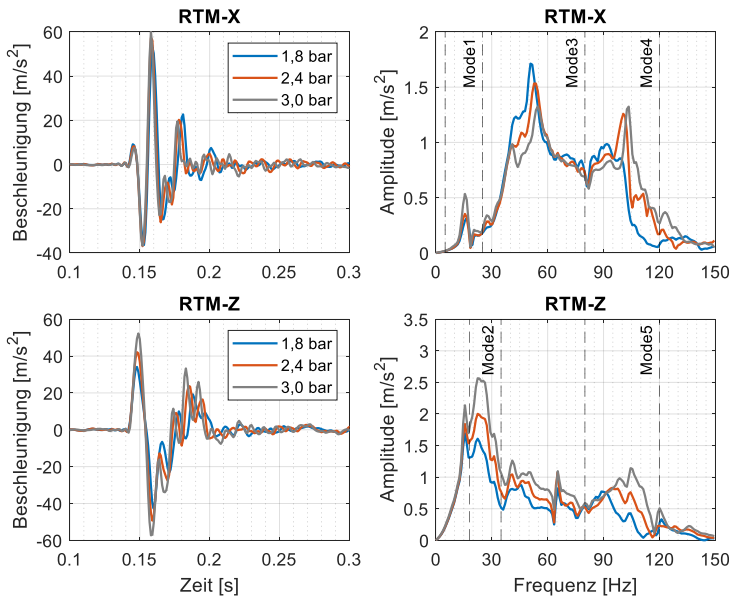


Abbildung 5.37: Zeitverläufe und Amplitudenspektren der Längs- und Vertikalbeschleunigungen an RTM bei drei Fülldrücken für PSP3

Für die longitudinale und vertikale Achsresonanz (Mode1 und Mode2) wird eine Erhöhung der Resonanzamplitude mit Erhöhung des Fülldrucks beobachtet. Da sich eine Erhöhung des Fülldrucks wie eine Versteifung des Reifens auswirkt, wird es für den Reifen schwieriger, die Schlagleiste beim Überrollen zu schlucken. Infolge des niedrigeren Schluckvermögens muss der Reifen das gleiche Hindernis bei der gleichen Radlast mit deutlich größeren Bewegungen überrollen. Aus diesem Grund vergrößern sich die Längs- und Vertikalanregungen in der Radmitte und die Resonanzamplituden der Achse. Die Resonanzfrequenzen bleiben mit variierendem Fülldruck unverändert.

Für die nullte Torsionsmode des Rades (Mode3) wird zum einen eine Verschiebung der Resonanzfrequenz in Richtung größerer Werte und zum anderen eine deutliche Verringerung der Resonanzamplitude mit zunehmendem Fülldruck beobachtet. Die Erhöhung des Fülldrucks bei der gleichen Radlast verkleinert die Kontaktfläche zwischen Reifen und Fahrbahn. Bei gleicher Verschiebung bzw. Verdrehung des Reifens gegenüber der Fahrbahn können aufgrund einer geringeren Anzahl von Gummielementen im Kontakt nur niedrigere Umfangskräfte aufgebaut werden. Dies führt zur geringeren Kraftanregung im Kontakt und somit zu einer Verringerung der Resonanzamplitude mit zunehmendem Fülldruck. Der Erhöhung der Resonanzfrequenz liegt die erhöhte gesamte Torsionssteifigkeit des versteiften Reifens zugrunde.

Für die beiden Gürtelschwingungsmoden des Reifens (Mode4 und Mode5) wird zum einen eine Verschiebung der Resonanzfrequenz in Richtung größerer Werte und zum anderen eine deutliche Vergrößerung der Resonanzamplitude mit zunehmendem Fülldruck beobachtet. Die Erhöhung der Resonanzfrequenzen ergibt sich aus der Erhöhung der Radial- und Drehsteifigkeit des versteiften Reifens. Die Erhöhung der Resonanzamplituden folgt aus der Vergrößerung der Erregungen in der Radmitte wegen des schwächer werdenden Schluckvermögens des Reifens mit zunehmendem Fülldruck.

Kennwertbildung der Beschleunigungen

Im Folgenden werden die Schwingungseingeschaften mit Hilfe von objektiven Kenngrößen bewertet und miteinander verglichen. In Abbildung 5.38 und Ab-

bildung 5.39 werden die Maxima *Max*, Minima *Min*, Effektivwerte *Eff*, Gradienten des ersten Peaks *Gradient* sowie die Teileffektivwerte *TEff* der Längs- und Vertikalbeschleunigungen an der Messstelle RTM bei neun Reifenfülldrücken (1,6/1,8/2,0/2,2/2,4/2,6/ 2,8/3,0/3,2 bar) für die Messreifen ZP, HP, PSP3 und A4 dargestellt.

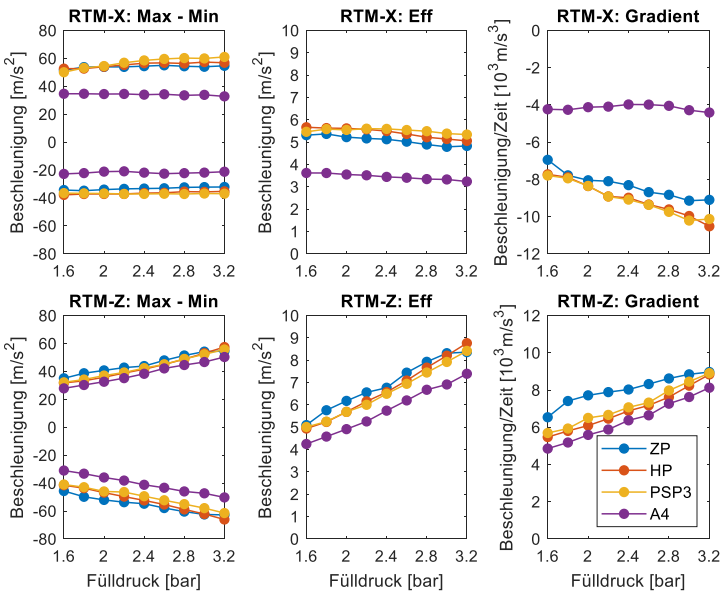


Abbildung 5.38: Max, Min, Eff und Gradient der Längs- und Vertikalbeschleunigungen an RTM bei neun Reifenfülldrücken für ZP, HP, PSP3 und A4

In der Vertikalrichtung nehmen die Anregungen der vertikalen Achsresonanz (Mode2) und der vertikalen Gürtelschwingung des Reifens (Mode5) bei allen Messreifen eindeutig mit zunehmendem Fülldruck zu, welches auf die Vergrößerung der Schwingungsamplituden und –stärke im Zeitbereich zurückzuführen ist.

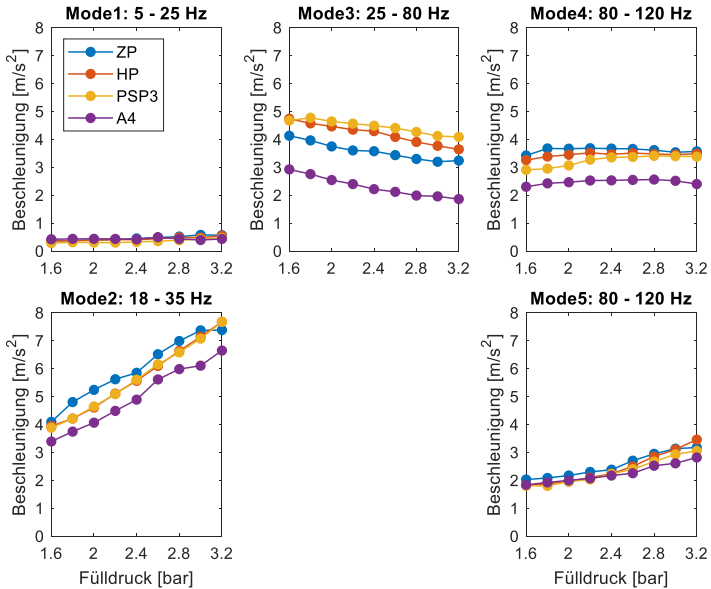


Abbildung 5.39: TEff der Längs- und Vertikalbeschleunigungen an RTM bei neun Fülldrücken für ZP, HP, PSP3 und A4

In der Längsrichtung ändert sich prinzipiell nicht viel mit Erhöhung des Fülldrucks. Dies kann mit Hilfe der Amplitudenspektren erklärt werden. Die Verringerung der Anregung der nullten Torsionsmode (Mode3) und die leichte Erhöhung der Anregung der longitudinalen Achsresonanz (Mode1) und der translatorischen bzw. rotatorischen Gürtelschwingung des Reifens (Mode4) im Frequenzbereich führen zum Ausgleich im Zeitbereich (vgl. Abbildung 5.37).

Die Ergebnisse der Kenngrößen bestätigen hier einen großen Einfluss des Reifenfülldrucks auf die Vertikalschwingung am Radträger. Je größer der Reifenfülldruck ist, desto schlechter wird der Fahrkomfort.

Kraftschwankungen am Längslenker und Top-Mount

In Abbildung 5.40 werden beispielhaft die Zeitverläufe und Amplitudenspektren der gemessenen Längskräfte am Längslenker (LL) und Vertikalkräfte am Top-Mount (TM) bei drei Reifenfülldrücken für den Messreifen PSP3 gezeigt.

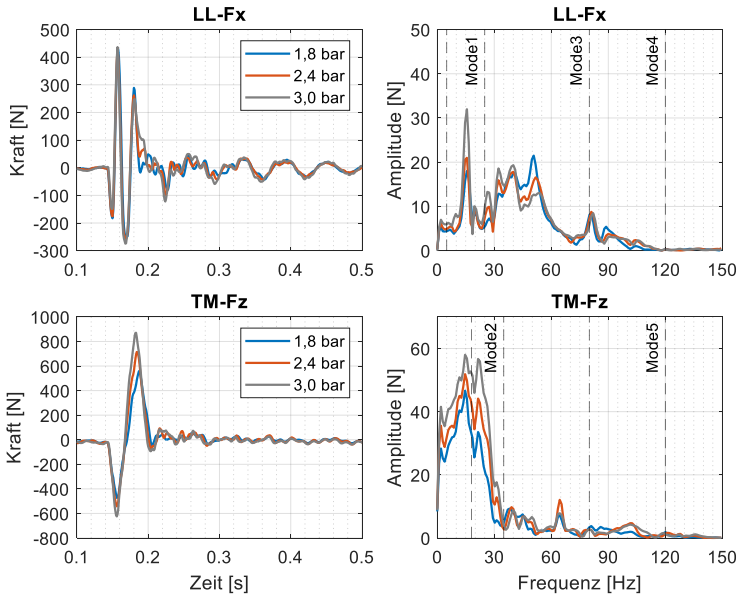


Abbildung 5.40: Zeitverläufe und Amplitudenspektren der Längskräfte am Längslenker und Vertikalkräfte am Top-Mount bei drei Fülldrücken für PSP3

Der Vergleich der Zeitverläufe und Amplitudenspektren bei fünf Reifenfülldrücken zeigt, dass der Reifenfülldruck vor allem die Kraftschwankungsamplituden in der Vertikalrichtung deutlich beeinflussen kann. Die Schwingungsamplitude der Vertikalkraft nimmt fast linear mit zunehmendem Fülldruck zu. In der Längsrichtung verändert sich die Kraftschwankungsamplitude im Zeitbereich wegen der gegenseitigen Wirkung des Reifenfüll-

drucks auf die longitudinalen Achsresonanz (Mode1) und die nullte Torsionsmode des Reifens (Mode3) nicht eindeutig mit Veränderung des Reifenfülldrucks.

Kennwertbildung der Kräfte

In Abbildung 5.41 werden die Maxima *Max*, Minima *Min* und Effektivwerte *Eff* der Längskräfte am Längslenker (LL) und Vertikalkräfte am Top-Mount (TM) mit neun Reifenfülldrücken für die Messreifen ZP, HP, PSP3 und A4 verglichen.

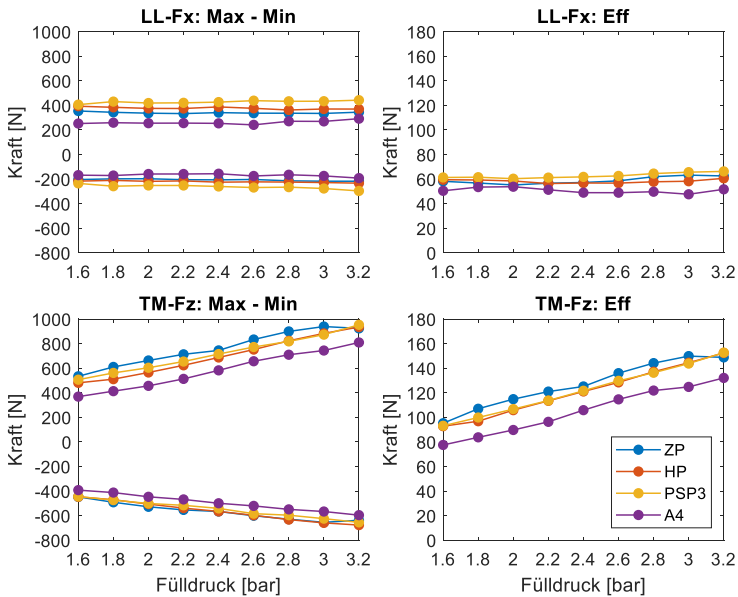


Abbildung 5.41: Max, Min und Eff der Längskräfte am Längslenker und Vertikalkräfte am Top-Mount bei neun Reifenfülldrücken für ZP, HP, PSP3 und A4

Für alle Reifen werden ähnliche Effekte sowohl in der Längsrichtung als auch in der Vertikalrichtung beobachtet. In der Längsrichtung bleibt die Kraftschwankungsamplitude sowie –stärke fast unverändert mit der Erhöhung des Reifenfülldrucks. Diesem liegt die Erhöhung der longitudinalen Achsresonanz (Mode 1) aber die Absenkung der nullten Torsionsmode des Reifens (Mode3) mit zunehmendem Fülldruck zugrunde. In der Vertikalrichtung nimmt die Kraftschwankungsamplitude sowie –stärke deutlich und fast linear mit der Erhöhung des Reifenfülldrucks zu. Diese Zunahme wird durch die direkte Erhöhung der Erregung in der Radmitte mit Erhöhung des Fülldrucks verursacht.

Die Ergebnisse der Kenngrößen bestätigen hier einen großen Einfluss des Reifenfülldrucks auf die über das Federbein in das Top-Mount bzw. in die Karosserie übertragene Vertikalkraft im Reifen-Fahrwerk-System. Je größer der Reifenfülldruck ist, desto stärker wird die Kraftschwankung. Ein größerer Reifenfülldruck führt zu einer größeren Fahrwerkbelastung in der Vertikalrichtung und somit zu einer größeren Möglichkeit der Fahrwerkschädigung.

5.4.4 Einfluss der Radlast

Zur Untersuchung des Radlasteinflusses werden die Schlagleistenüberfahrten des Reifen-Fahrwerk-Systems für die Michelin-Reifen ZP, HP, PSP3 und A4 ausgehend von der Standardbetriebsbedingung mit variierenden Radlasten durchgeführt.

Schwingungen am Radträger

Abbildung 5.42 zeigt beispielhaft die Zeitverläufe und Amplitudenspektren der gemessenen Längs- und Vertikalbeschleunigung der Messstelle RTM bei drei Radlasten für den Messreifen HP.

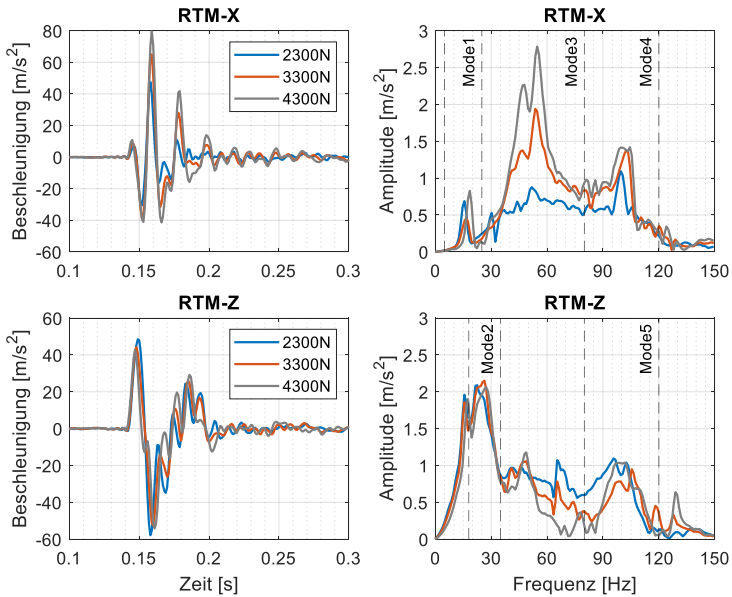


Abbildung 5.42: Zeitverläufe und Amplitudenspektren der Längs- und Vertikalbeschleunigungen an RTM bei drei Radlasten für HP

Es lässt sich in Abbildung 5.42 beobachten, dass die Radlast vor allem einen deutlichen Einfluss auf die Anregung der nullten Torsionsmode des Reifens (Mode3) hat. Für diese Schwingungsmode wird eine deutliche Erhöhung der Resonanzamplitude mit Erhöhung der Radlast erkannt. Die Erhöhung der Radlast bei konstantem Fülldruck ergibt eine Vergrößerung der Aufstandsfläche zwischen Reifen und Fahrbahn sowohl in der Fahrtrichtung als auch in der Querrichtung, in der die Schlagleiste montiert wird. Mit der Vergrößerung der Reifenaufstandsfläche in der Querrichtung hat der Reifen mit der Schlagleiste beim Überrollen eine vergrößerte Kontaktfläche, was auch eine vergrößerte Kraftanregung durch die Schlagleiste im Reifenlatsch bedeutet. Die Kraftanregung in der Kontaktfläche ist entscheidend für die Anregung der nullten Torsionsmode des Reifens (Mode3). Die daraus resultierende stärkere Anregung

dieser Resonanz führt zur Erhöhung der Schwingungsamplitude des longitudinalen Zeitverlaufs mit zunehmender Radlast.

Kennwertbildung der Beschleunigungen

Nach der Analyse der Amplitudenspektren wird im Folgenden auch die Kennwertbildung diskutiert. In Abbildung 5.43 und Abbildung 5.44 werden die Maxima *Max*, Minima *Min*, Effektivwerte *Eff*, Gradienten des ersten Peaks *Gradient* sowie die Teileffektivwerte *TEFF* der Längs- und Vertikalbeschleunigungen an der Messstelle RTM bei sechs Radlasten (2300, 2845, 3300, 3801, 4300, 4800 N) für die Messreifen ZP, HP, PSP3 und A4 dargestellt.

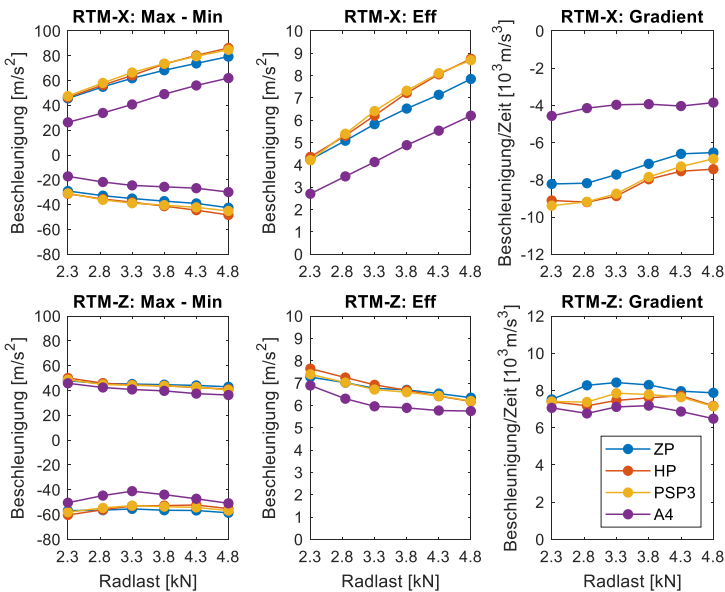


Abbildung 5.43: Max, Min, Eff und Gradient der Längs- und Vertikalbeschleunigungen an RTM bei sechs Radlasten für ZP, HP, PSP3 und A4

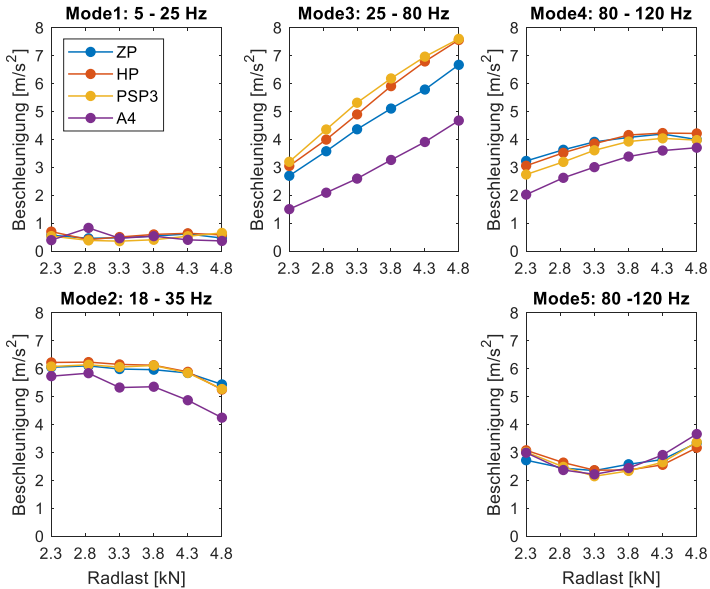


Abbildung 5.44: TEff der Längs- und Vertikalbeschleunigungen an RTM bei sechs Radlasten für ZP, HP, PSP3 und A4

Es ist zunächst in der Vertikalrichtung zu sehen, dass sich die Schwingungsamplituden und -stärke mit allen Messreifen nicht viel mit variierender Radlast verändert. Gemäß den Teileffektivwerten verringert sich die Anregung der vertikalen Achsresonanz (Mode2) mit zunehmender Radlast, während sich die Anregung der vertikalen Gürtelschwingung des Reifens (Mode5) mit zunehmender Radlast leicht verringert. Die gegenseitige Beeinflussung führt zum Ausgleich im Zeitbereich.

In der Längsrichtung nehmen hingegen die Schwingungsamplitude und -stärke aller Messreifen fast linear mit Erhöhung der Radlast zu. Gemäß den Teileffektivwerten wird dies hauptsächlich durch die eindeutige Erhöhung der An-

regung der nullten Torsionsmode des Reifens (Mode3) sowie der translatorischen bzw. rotatorischen Gürtelschwingung des Reifens (Mode4) im Frequenzbereich verursacht.

Die Ergebnisse der Kennwertbildung bestätigen hier, dass die Radlast einen deutlichen Einfluss auf die Längsschwingung am Radträger hat. Das bedeutet, je größer die Radlast ist, desto schlechter wird der Fahrkomfort.

Kraftschwankungen am Längslenker und Top-Mount

In Abbildung 5.45 werden beispielhaft die Zeitverläufe der Längskraftschwankung an der Messstelle am Längslenker (LL) und der Vertikalkraftschwankung an der Messstelle am Top-Mount (TM) bei sechs Radlasten für den Messreifen HP gezeigt.

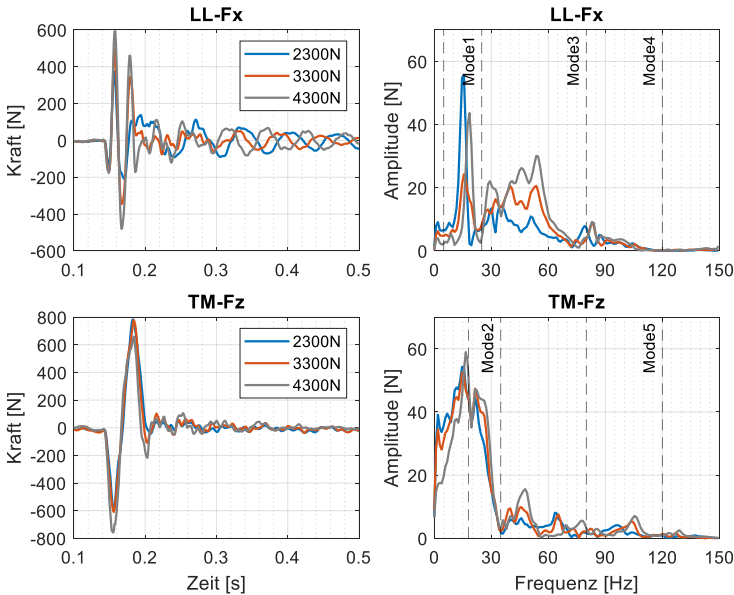


Abbildung 5.45: Zeitverläufe und Amplitudenspektren der Längskräfte am Längslenker und Vertikalkräfte am Top-Mount bei sechs Radlasten für HP

Der Vergleich der Zeitverläufe der Längskraftschwankung zeigt, dass die Erhöhung der Radlast die Schwankungsamplituden deutlich vergrößert. Dieser Vergrößerung liegt die stärkere Anregung der nullten Torsionsmode des Reifens (Mode3) im Frequenzbereich mit Erhöhung der Radlast zugrunde.

In der Vertikalrichtung wird eine etwa gleichmäßige Verringerung des positiven Peaks bzw. Vergrößerung des negativen Peaks beobachtet. Dies führt zu einer kaum merklichen Änderung der Kraftschwankungsamplitude.

Kennwertbildung der Kraftschwankungen

In Abbildung 5.46 werden die Maxima *Max*, Minima *Min* und Effektivwerte *Eff* der Längskräfte am Längslenker (LL) und Vertikalkräfte am Top-Mount (TM) mit sechs Radlasten für die Messreifen ZP, HP, PSP3 und A4 verglichen.

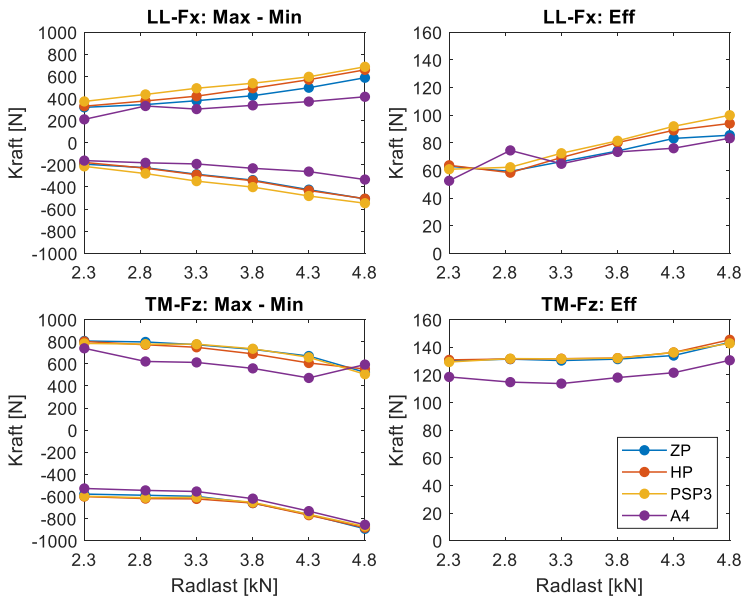


Abbildung 5.46: Max, Min und Eff der Längskräfte am Längslenker und Vertikalkräfte am Top-Mount bei sechs Radlasten für ZP, HP, PSP3 und A4

Für alle Reifen werden ähnliche Effekte sowohl in der Längsrichtung als auch in der Vertikalrichtung beobachtet. In der Längsrichtung nimmt die Kraftschwankungsamplitude sowie –stärke deutlich mit der Erhöhung der Radlast zu. Diesem Verhalten liegt die deutlich stärkere Anregung der nullten Torsionsmode des Reifens (Mode3) zugrunde. In der Vertikalrichtung bleibt die Kraftschwankungsamplitude mit Erhöhung der Radlast fast unverändert. Dies wird durch die gleichmäßige Veränderung des positiven und negativen Peaks der Kraftschwankung verursacht.

Die Ergebnisse der Kennwertbildung bestätigen hier, dass die Radlast einen deutlichen Einfluss auf die über den Längslenker übertragene Längskraft hat. Je größer die Radlast ist, desto größer wird die Kraftschwankung in der Längsrichtung im Reifen-Fahrwerk-System. Eine größere Radlast führt dazu, dass die Fahrwerkbelastung in der Längsrichtung und somit die Möglichkeit einer Fahrwerkschädigung zunimmt.

5.4.5 Fazit

Die Untersuchungen zum Schwingungsverhalten des Reifen-Fahrwerk-Systems zeigen zunächst erhebliche Unterschiede zwischen den Schwingungsanregungen bei verschiedenen Geschwindigkeiten in den beiden Richtungen. Bezüglich der betrachteten fünf Eigenschwingungsmoden des Reifen-Fahrwerk-Systems werden die Gürtelschwingungen des Reifens nur bei hohen Geschwindigkeiten deutlich angeregt, während die Achsresonanzen sowie die Torsionsschwingung des Reifens bis zu 50 km/h dominieren.

Desweiteren zeigen die Ergebnisse, dass sich das Frequenzverhalten der Achsresonanzen (Mode1 und Mode2) sowie der nullten Torsionsmode des Reifens (Mode3) mit dem Reifentyp kaum ändert, während die Gürtelschwingungen des Reifens (Mode4 und Mode5) mehr oder weniger von den Reifeneigenschaften abhängen.

Ferner lassen sich einige Schlussfolgerungen aus den Versuchsergebnissen zu den Wirkungen verschiedener Einflussfaktoren ableiten.

Der Runflatreifen zeigt beim Überrollen von Schlagleisten keine stärkeren Schwingungen im Vergleich zum Standardreifen trotz seiner verstärkten Seitenwand. In der Längsrichtung verursacht der Runflatreifen aufgrund der schwächer angeregten nullten Torsionsmode des Reifens sogar kleinere Schwingungsamplituden und -stärke. Eine Vermutung wäre hier, dass die Kraftanregung wegen der ungünstigeren Bodendruckverhältnisse kleiner ist.

Die weichere Laufstreifenmischung des Winterreifens hat einen signifikanten Einfluss auf das Schwingungsverhalten des Reifen-Fahrwerk-Systems in der Längsrichtung. Mit der geringen Längssteifigkeit in der Reifenaufstandsfläche wird die nullte Torsionsmode des Reifens deutlich schwächer angeregt, welches zu kleineren Schwingungsamplituden und -stärke im Zeitbereich führt. In der Vertikalrichtung ist kein deutlicher Einfluss der Laufstreifenmischung zu erkennen.

Die Schlagleistenhöhe hat einen Verstärkungseffekt auf das Schwingungsverhalten des Reifen-Fahrwerk-Systems sowohl in der Längsrichtung als auch in der Vertikalrichtung zur Folge. Bei einer verdoppelten Schlagleistenhöhe werden die Resonanzamplituden der nullten Torsionsmode des Reifens und der vertikalen Achsresonanz mehr als verdoppelt und somit entstehen vergrößerte Schwingungsamplituden und -stärke in beiden Richtungen.

Der Einfluss der Flankenform kann eindeutig bei der Anregung der nullten Torsionsmode erkannt werden. Je schärfer der Kante ist, desto stärker wird diese Schwingungsmode angeregt. In der Vertikalrichtung ist kein deutlicher Einfluss der Flankenform zu erkennen.

Mit zunehmendem Reifenfülldruck steigt die Amplitude der Vertikalschwingung fast linear an, da sowohl die vertikale Achsresonanz als auch die vertikale Gürtelschwingung des Reifens durch die Versteifung und somit durch ein verschlechtertes Schluckvermögen beim Überrollen von Hindernissen deutlich stärker angeregt werden. In der Längsrichtung wird die translatorische bzw. rotatorische Gürtelschwingung ebenfalls mit zunehmendem Fülldruck stärker angeregt, während die Anregung der nullten Torsionsmode des Reifens mit zunehmendem Fülldruck abnimmt. Der Grund dafür ist die verkleinerte Kontaktfläche, was zu einer kleineren Kraftanregung führt. Die beiden Effekte

gleichen sich im Zeitbereich aus und resultieren in leicht steigenden Schwingungsamplituden und -stärken mit zunehmendem Fülldruck.

Mit zunehmender Radlast vergrößert sich die Kontaktfläche des Reifens mit den Schlagleisten beim Überrollen. Dies führt zur vergrößerten Kraftanregung und somit zu einer stärkeren Anregung der nullten Torsionsmode des Reifens. Infolge dessen vergrößern sich die longitudinalen Schwingungsamplituden und -stärke im Zeitbereich.

6 Übertragungsverhalten des Reifen-Fahrwerk-Systems unter Bremsanregungen

Dieses Kapitel behandelt zum einen die Bearbeitung des zweiten Teils der ersten Forschungsfrage und zum anderen die Bearbeitung der dritten Forschungsfrage (vgl. Abschnitt 1.3). Neben den Fahrbahnunebenheiten stellt auch die transiente Bremsmomentänderung bzw. Bremsdruckmodulation eine Anregungsquelle für das dynamische Verhalten des Reifen-Fahrwerk-Systems dar. Sie regt einerseits die Reifen- und Achsschwingungen im Reifen-Fahrwerk-System an und führt andererseits dazu, dass die μ -Schlupf-Kurve im transient belasteten Reifen-Fahrwerk-System von den bekannten μ -Schlupf-Kurven, die üblicherweise stationär am Reifenprüfstand ermittelt werden, abweichen können. Mit Hilfe der in Abschnitt 3.3 entwickelten modifizierten hydraulischen ABS-Bremsanlage können in der Radbremse je nach Anforderung komplexe zeitliche Bremsdruckverläufe erzeugt werden. In diesem Kapitel wird die experimentelle Untersuchung des dynamischen Verhaltens des Reifen-Fahrwerk-Systems und der μ -Schlupf-Kurven bei transienter Anregung durch Variation des Bremsmomentes und auch im Zusammenhang mit der Variation anderer Einflussfaktoren vorgestellt.

In Abschnitt 6.1 werden am Prüfstand Bremsversuche mit rampenförmigem Druckaufbau verschiedener Gradienten auf der Safety-Walk-Fahrbahn durchgeführt. In Abschnitt 6.2 werden Bremsversuche mit sprungförmigem Druckaufbau bezüglich verschiedener stationärer Arbeitspunkte auf einer Beton-Fahrbahn durchgeführt. In Abschnitt 6.3 werden die Bremsversuche bei einem bestimmten stationären Arbeitspunkt mit dynamischer Radlaständerung dargestellt. Dabei werden das dynamische Verhalten des Reifen-Fahrwerk-Systems bei entsprechender transienter Brems- oder Fahrbahnanregung sowie die Einflüsse verschiedener Anregungsvariationen auf die Systemdynamik und auf die μ -Schlupf-Kurve ermittelt.

6.1 Bremsung mit rampenförmigem Druckaufbau

Das Ziel der vorliegenden Untersuchung ist, die Unterschiede zwischen der stationär an einer starren Radführung gemessenen μ -Schlupf-Kurve des Reifens und der μ -Schlupf-Kurve im transient belasteten Reifen-Fahrwerk-Bremssystem zu finden und den Einfluss des Druckgradienten auf das dynamische Verhalten des Reifen-Fahrwerk-Systems zu ermitteln. Während dieser experimentellen Untersuchung wird der Druckaufbaugradient variiert.

6.1.1 Methodik der Untersuchung

Versuchsaufbau

Die Umsetzung der vorliegenden Untersuchung setzt die folgenden zwei Punkte voraus. Zum einen sollen auf Basis der stationären μ -Schlupf-Kurven des Reifens (vgl. Abschnitt 4.2) auch die μ -Schlupf-Kurven unter gleichen Reifen-, Fahrbahn- und Betriebsbedingungen (Reifenfülldruck, Radlast und Geschwindigkeit) im stationär belasteten Reifen-Fahrwerk-System ermittelt werden. Zum anderen sollen rampenförmige Bremsdruckverläufe unterschiedlicher Anstiegsgradienten in der Radbremse mit Hilfe der modifizierten hydraulischen ABS-Bremsanlage am Prüfstand erzeugt werden. Die sich daraus ergebenden μ -Schlupf-Kurven sind miteinander zu vergleichen.

Abbildung 6.1 veranschaulicht den Versuchsaufbau zur Umfangskraft-Schlupf-Messungen des Reifens und des Reifen-Fahrwerk-Systems. Bei der Reifenmessung entsprechen die gemessene Umfangskraft und Radlast, welche den Kraftschlussbeiwert μ bestimmen, jeweils der Kraft, die an der Radnabe bzw. Messnabe in der Längs- bzw. Vertikalrichtung wirkt. Bei der Reifen-Fahrwerk-Messung bezeichnet die umgerechnete Umfangskraft und Radlast auch jeweils die Längs- und Vertikalkraft an der Radnabe, wie bereits in Abschnitt 3.2.4 erläutert. Aus diesem Grund stimmen die Umfangskraft und die Radlast in beiden Messungen von der physikalischen Bedeutung her überein und können deshalb miteinander verglichen werden.

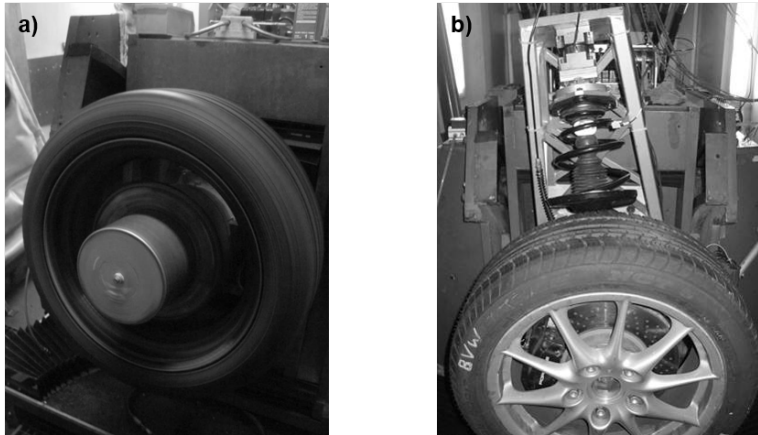


Abbildung 6.1: a) Starre Radführung mit Messnabe b) Reifen-Fahrwerk-Bremssystem

Druckmodulation

Um einen rampenförmigen Bremsdruckaufbau mit vorgegebenem Druckanstiegsgradient im Radbremszylinder zu erzeugen, kommt in dieser Untersuchung das in Abbildung 3.21 dargestellte Druckmodulationsverfahren mit entsprechender Ventilansteuerung zum Einsatz. Wie bereits in Abschnitt 3.3.4 beschrieben, ermöglicht das regelbare Einlassventil des Hydroaggregates den quasi-linearen Bremsdruckanstieg mit verstellbarer Anstiegsrate in der Radbremse.

Ergänzend zu dieser Druckaufbauphase wird eine Abbruchlogik des Bremsvorgangs durch die kontinuierliche Überwachung des Bremsschlupfes zum gesamten Druckmodulationsverfahren hinzugefügt. Sobald das Rad zum Blockieren neigt, d. h. sobald die μ -Schlupf-Kurve in den instabilen Bereich übergeht und der Bremsschlupf einen Wert von ca. 30% erreicht, wird der Bremsdruck in der Radbremse durch das Öffnen des Auslassventils abgebaut.

Das Reifen-Fahrwerk-System wird in der vorliegenden Untersuchung bei drei unterschiedlichen Bremsdruckgradienten analysiert. Die Druckmodulationen

in der Radbremse für die jeweiligen Bremsdruckgradienten werden in Abbildung 6.2 gezeigt.

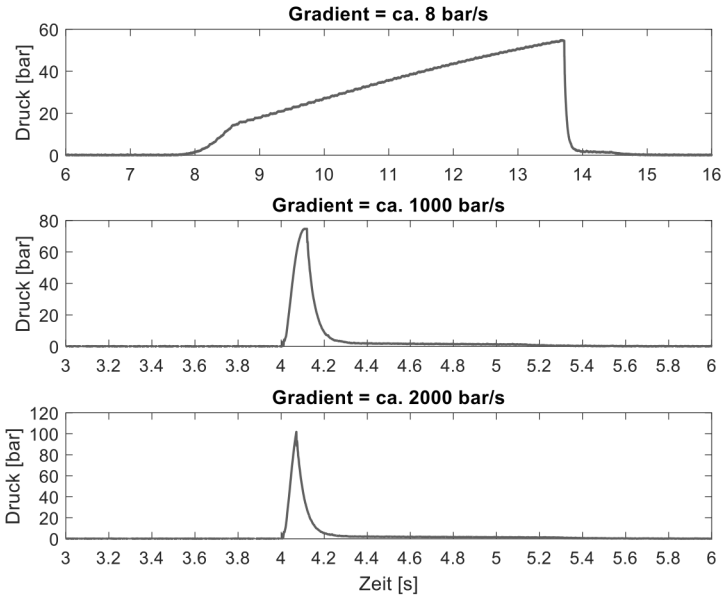


Abbildung 6.2: Druckmodulation für die Bremsversuche mit rampenförmigem Druckaufbau

Unter den drei Bremsdruckgradienten kann der Bremsdruckaufbau mit dem Gradienten von ca. 8 bar/s als eine stationäre Belastung für das Reifen-Fahrwerk-System angenommen werden. Die Zeitdauer der Druckaufbauphase ist hier vergleichbar mit der des Momentaufbaus bei einer Umfangskraft-Schlupf-Messung des Reifens. Die aus diesem Bremsdruckgradienten resultierenden μ -Schlupf-Kurven stellen daher die stationären μ -Schlupf-Kurven des Reifen-Fahrwerk-Systems dar. Der komplette Bremsvorgang wird im Folgenden als der stationäre Bremsvorgang bezeichnet. Beim Druckaufbau mit den anderen zwei Gradienten ist zu erwarten, dass die schnelle Bremsdruck- bzw. Brems-

momentänderung in der Radbremse eine hochfrequente Reifen- und Radaufhängungsdynamik anregen kann. Sie werden daher als eine transiente Belastung des Reifen-Fahrwerk-Systems angenommen. Die beiden Bremsvorgänge werden im Folgenden entsprechend als die transienten Bremsvorgänge bezeichnet.

Versuchsplan und -durchführung

Das Reifen-Fahrwerk-System wird in der vorliegenden Untersuchung für die Michelin-Reifen ZP, HP, PSP3 und A4 bei drei Druckaufbaugradienten auf der Fahrbahnoberfläche Safety-Walk unter der Standardbetriebsbedingung (vgl. Tabelle 5.2) untersucht. Die untersuchten Faktoren und die jeweiligen Faktorstufen sind in Tabelle 6.1 zusammengefasst.

Tabelle 6.1: Faktoren und Faktorstufen für die Bremsung mit rampenförmigem Druckaufbau

Messreifen	Druckgradient [bar/s]	Fahrbahn
ZP	8	Safety-Walk
HP	1000	
PSP3	2000	
A4		

Alle Versuche mit demselben Reifen werden als eine Versuchsreihe definiert. Innerhalb einer Versuchsreihe werden alle Versuche am selben Tag ohne längere Betriebsunterbrechung durchgeführt. Vor Beginn jeder Versuchsreihe wird der Messreifen bei der Geschwindigkeit von 50 km/h und der Radlast von 2845 N mit einem Schlupfwert von 0% und einem sinusförmigem Schräglaufwinkel von $\pm 2^\circ$ über einen Zeitraum von mindestens 15 Minuten warmgefahren. Innerhalb dieser Zeit werden der Reifen und die Radaufhängung auf Temperatur gebracht, damit der Ausgangszustand für jedes Reifen-Fahrwerk-System als gleich angenommen werden kann. Die Umgebungstemperatur am Prüfstand wird durch die Klimaanlage für alle Versuchsreihen auf $20\text{ }^\circ\text{C}$ eingestellt. Zwischen den aufeinanderfolgenden Versuchen wird jeweils eine Abkühlpause von 1 Minute eingehalten, in denen der Reifen freierollt. Die Definition der Versuchsreihe, das Warmfahren, die Temperatureinstellung und die

Abkühlpause sind, wenn nicht anderes gekennzeichnet, für alle im Rahmen dieser Arbeit durchgeführten Bremsversuche festgelegt.

6.1.2 Dynamisches Verhalten des Reifen-Fahrwerk-Systems

In diesem Abschnitt ist das dynamische Verhalten des Reifen-Fahrwerk-Systems bei den stationären und den transienten Bremsvorgängen mit verschiedenen Druckaufbaugradienten bezüglich der Schwingungen und der Kräfte an der Radnabe zu untersuchen. Für die Auswertung der Schwingungen werden die Längs- und Vertikalbeschleunigung an der Messstelle RTM am Radträger betrachtet, da diese nach der Analyse in Abschnitt 5.3.1 die Schwingungen in der Radmitte am besten abbilden. Wie Abbildung 6.1 zeigt, werden die Umfangskraft und Radlast bei den Umfangskraft-Schlupf-Messungen des Reifens durch die Messnabe des Prüfstandes aufgenommen. Um die Kräfte aus der Untersuchung des Reifen-Fahrwerk-Systems mit denen aus den Reifenmessungen vergleichen zu können, werden die Umfangskraft und Radlast an der Radnabe des Reifen-Fahrwerk-Systems aus den an den Lenkern und am Top-Mount gemessenen Kräften umgerechnet. Die Umrechnungen und die Bestimmung des Bremsschlupfes am Prüfstand werden in Abschnitt 3.2.4 beschrieben.

Gradient = 8 bar/s

Die Längs- und Vertikalbeschleunigung an der Messstelle RTM, die Umfangskraft und Radlast an der Radnabe, der Bremsschlupf und die μ -Schlupf-Kurve werden in Abbildung 6.3 für den Gradienten = 8 bar/s beispielhaft für den Messreifen HP dargestellt.

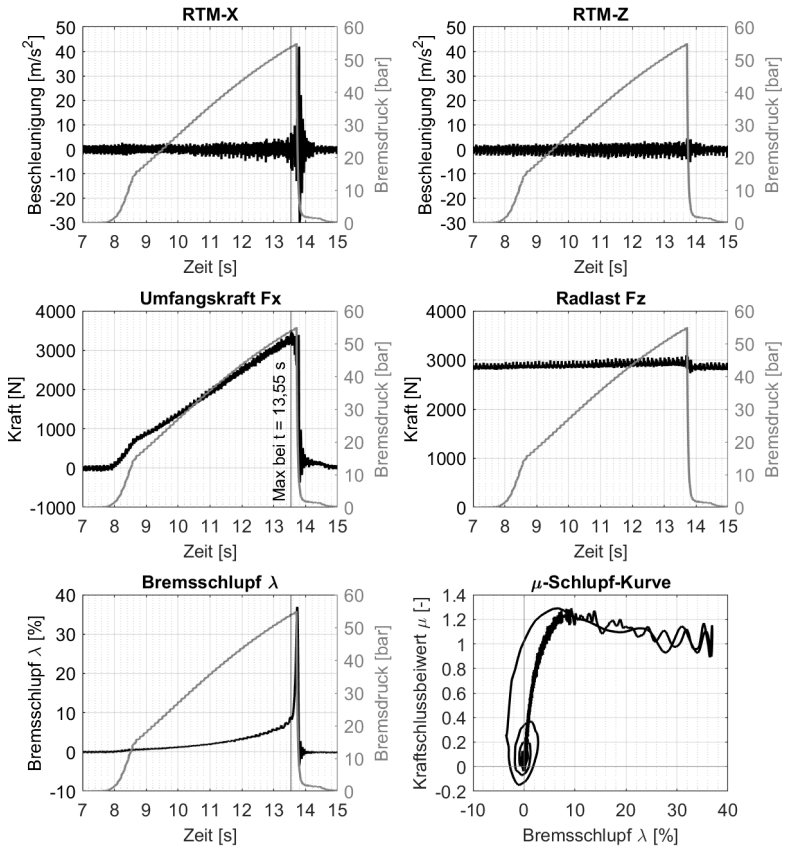


Abbildung 6.3: Längs- und Vertikalbeschleunigung an RTM, Umfangskraft und Radlast an der Radnabe, Bremschlupf und μ -Schlupf-Kurve für den Gradienten = 8 bar/s für HP

Wie aus den Zeitverläufen der Längs- und Vertikalbeschleunigung hervorgeht, wird die Dynamik des Reifen-Fahrwerk-Systems beim stationären Druckanstieg in der Radbremse bis kurz vor dem Umfangskraftmaximum $t = 13,55$ s

nicht deutlich angeregt. Es sind nur stochastische Störungen in den Schwingungen sowie Kraftschwankungen zu sehen. Bis zu diesem Zeitpunkt nehmen die Umfangskraft und der Radschlupf fast linear mit dem Druckanstieg zu. Dies bildet den quasi-linearen bzw. stabilen Bereich der μ -Schlupf-Kurve ab.

Wenn der Bremsdruck in der Radbremse weiter ansteigt, nimmt der Radschlupf immer schneller mit dem Druckanstieg zu. Die μ -Schlupf-Kurve geht dabei in den nichtlinearen und anschließend in den instabilen Bereich über. Zum Zeitpunkt $t = 13,55 \text{ s}$ wird der optimale Bremsschlupf $\lambda_{opt} = 8,79\%$ erreicht. Die Umfangskraft erreicht beim optimalen Schlupf ihr Maximum und fällt danach wieder ab, obwohl der Bremsdruck in der Radbremse weiter ansteigt. Mit zunehmendem Bremsmoment am Rad beginnen die Radnabe und somit die Umfangskraft und die Radlast zu schwingen, da die Radnabe des Reifen-Fahrwerk-Systems im Vergleich zur Messnabe des Prüfstandes, bei der das Rad starr montiert ist (siehe Umfangskraft-Schlupf-Messung des Reifens in Abschnitt 4.2), mehr Beweglichkeit hat. Die Kraftschwankungen führen zu Schwankungen der μ -Schlupf-Kurve insbesondere im Bereich von großen Schlupfwerten. Dieses Phänomen wird bereits in Abschnitt 2.2.4 erwähnt, dass die Radschwingungen in der Längs- und Vertikalrichtung im Bereich um das Maximum der μ -Schlupf-Kurve mit Erhöhung des Radschlupfes immer empfindlicher auf eine Bremsdruck- bzw. Bremsmomentänderung reagieren. Infolgedessen vergrößern sich die Schwankungen der μ -Schlupf-Kurve mit Erhöhung des Radschlupfes.

Beim Erreichen des vorgegebenen Radbremsschlupfes (30%) wird die Abbruchlogik des Bremsvorgangs aktiviert. Nach Abbildung 6.3 wird der Bremsdruck in der Radbremse in sehr kurzer Zeit abgebaut. Diese schnelle Änderung des Bremsdrucks in der Radbremse und folglich auch des Bremsmomentes am Rad führt zu einer breitbandigen Anregung der Dynamik des Reifen-Fahrwerk-Systems, welche die deutliche Längs- und Vertikalschwingung in der Radmitte sowie die Schwankung der Umfangskraft am Rad verursacht. Der Rücklauf der μ -Schlupf-Kurve zeigt deshalb mehr Schwankungen und weicht von ihrem Hinlauf ab. Die angeregte longitudinale Achseigenschwingung dauert immer noch an, selbst wenn der Bremsdruck in der Radbremse komplett abgebaut

wird und der Radbremsschlupf wieder auf null zurückgeht. Diese Achsenschwingung führt zum Kreislauf der μ -Schlupf-Kurve um ihren Ursprung.

Wie bereits erläutert, ist die aus diesem Druckaufbaugradient folgende μ -Schlupf-Kurve des Reifen-Fahrwerk-Systems aufgrund der ähnlichen Bremsdauer bzw. Bremsmomentanstiegsrate am Rad mit der stationären μ -Schlupf-Kurve des Reifens aus der Umfangskraft-Schlupf-Messung mit der Messnabe zu vergleichen. In Abbildung 6.4 wird die stationäre μ -Schlupf-Kurve des Reifens und die μ -Schlupf-Kurve des quasi-stationär belastenden Reifen-Fahrwerk-Systems gemeinsam dargestellt. Die durchgezogene und gestrichelte Linie der μ -Schlupf-Kurve bezeichnet jeweils den Hinlauf (λ von 0 bis Maximum) und Rücklauf (λ vom Maximum bis 0) des Bremsvorgangs.

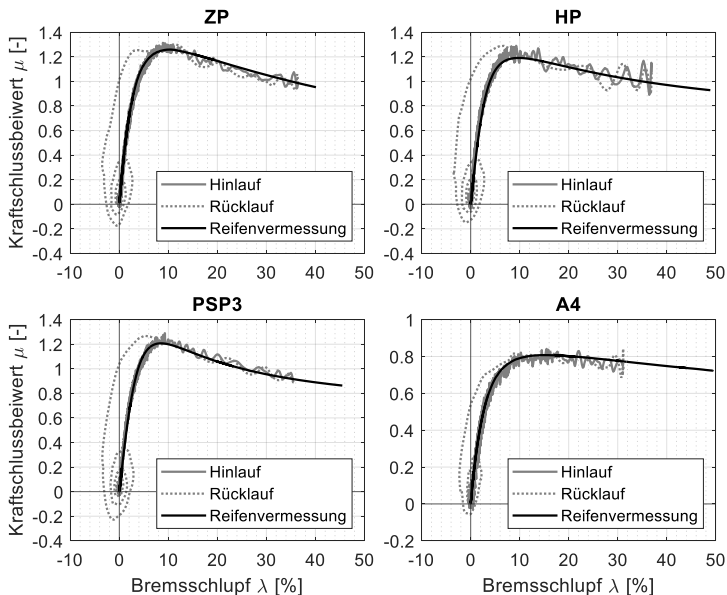


Abbildung 6.4: Stationäre μ -Schlupf-Kurve des Reifens und μ -Schlupf-Kurve des quasi-stationär belasteten Reifen-Fahrwerk-Systems bei dem Gradienten = 8 bar/s für ZP, HP, PSP3 und A4

Es ist in Abbildung 6.4 für alle vier Messreifen zu beobachten, dass der Hinlauf der μ -Schlupf-Kurve des quasi-stationär belasteten Reifen-Fahrwerk-Systems sehr gut mit der stationären μ -Schlupf-Kurve des Reifens übereinstimmt, insbesondere im stabilen Bereich der μ -Schlupf-Kurve. Das bedeutet, dass unter stationärer Bedingung der Kraftaufbau bzw. die Deformation und das Gleiten der Gummiprofilelemente zwischen Reifen und Fahrbahn nicht durch die Rad-aufhängung oder das Fahrwerk beeinflusst werden. Erst wenn die μ -Schlupf-Kurve in den instabilen Bereich übergeht, finden größere Schwankungen der μ -Schlupf-Kurve des quasi-stationär gebremst Reifen-Fahrwerk-Systems um die stationäre μ -Schlupf-Kurve des Reifens aufgrund der Radschwingungen statt.

Gradient = 1000 bar/s und 2000 bar/s

Im Vergleich zum quasi-stationären Fall werden im Folgenden die beiden transienten Fälle mit schnellen Druckanstiegen betrachtet. Die Längs- und Vertikalgeschwindigkeit an der Messstelle RTM sowie die Umfangskraft und Radlast an der Radnabe werden in Abbildung 6.5 und Abbildung 6.6 jeweils für die Gradienten = 1000 bar/s und 2000 bar/s beispielhaft für den Messreifen HP dargestellt. Das Zeitfenster, das durch zwei gestrichelte Linien in den beiden Abbildungen angezeigt wird, kennzeichnet die Kraftaufbauphase des Bremsvorgangs.

Im Vergleich zum quasi-stationären Bremsvorgang in Abbildung 6.3 sind die Bremsdauern beider transienten Bremsvorgänge viel kürzer. Die Druckaufbauphase, in der sich der Radbremsschlupf von 0% bis 30% steigert, dauert beim Gradienten = 1000 bar/s ca. 0,1 Sekunden und beim Gradienten = 2000 bar/s nur ca. 0,06 Sekunden.

Es ist in Abbildung 6.5 und Abbildung 6.6 zunächst zu beobachten, dass die longitudinale Achseigenschwingung des Reifen-Fahrwerk-Systems durch die schnellen Druckanstiege angeregt wird, sobald die transienten Bremsvorgänge beginnen. Während der Kraftaufbauphase der Umfangskraft (von 0 bis Maximum) bewegt sich die Radnabe in der Längsrichtung entgegen der Fahrtrichtung. Sobald der Bewegungsweg der Radnabe das Maximum erreicht bzw. die

Geschwindigkeit wieder zur null abgefallen ist, erreicht die Umfangskraft ungefähr ihr Maximum.

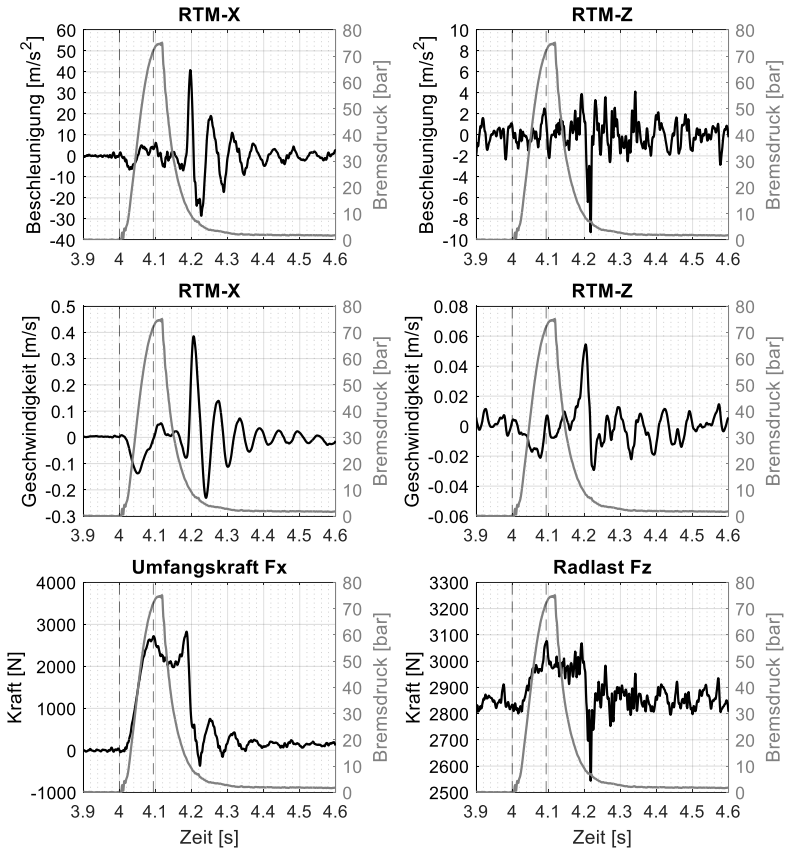


Abbildung 6.5: Längs- und Vertikalbeschleunigung, Längs- und Vertikalgeschwindigkeit, Umfangskraft und Radlast an der Radnabe für den Gradienten = 1000 bar/s für HP

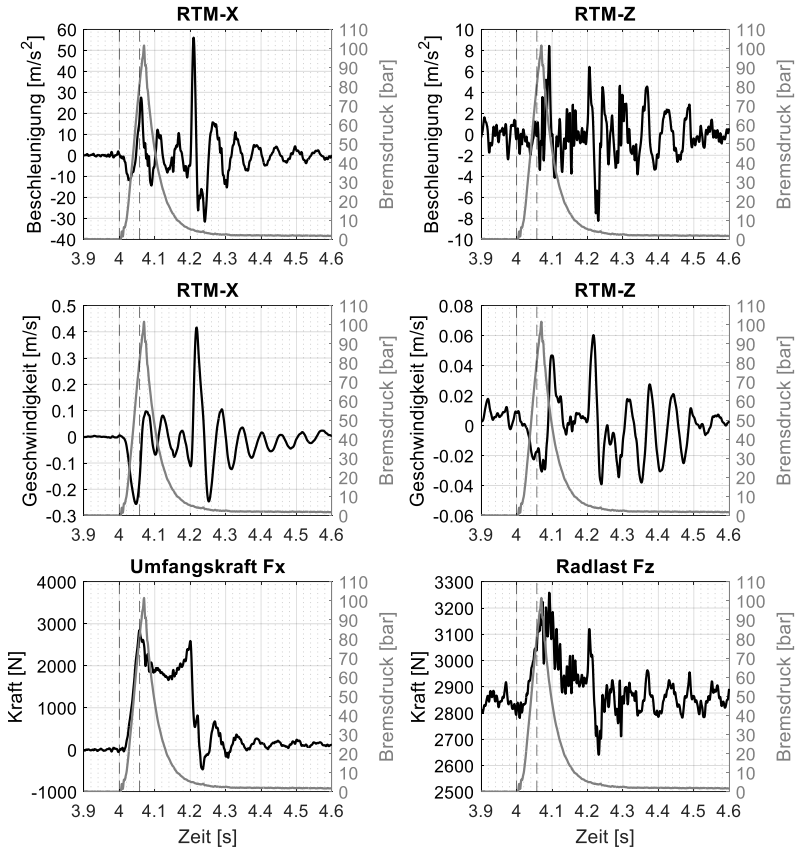


Abbildung 6.6: Längs- und Vertikalbeschleunigung, Längs- und Vertikalgeschwindigkeit, Umfangskraft und Radlast an der Radnabe für den Gradienten = 2000 bar/s für HP

In der Vertikalrichtung bewegt sich die Radnabe während der Kraftaufbauphase nach unten in Richtung der Fahrbahn. Daraus ergibt die deutliche Radlasthöhung von ca. 150 N beim Gradienten = 1000 bar/s und ca. 350 N beim Gradienten = 2000 bar/s.

6.1.3 Einfluss des Druckaufbaugradienten

In diesem Abschnitt werden zunächst die Einflüsse des Druckaufbaugradienten auf die μ -Schlupf-Kurven untersucht. In Abbildung 6.7 werden die μ -Schlupf-Kurven, die jeweils bei den Gradienten = 8, 1000 und 2000 bar/s ermittelt werden, für alle Messreifen dargestellt. Dabei werden nur die Hinläufe der μ -Schlupf-Kurven gezeigt.

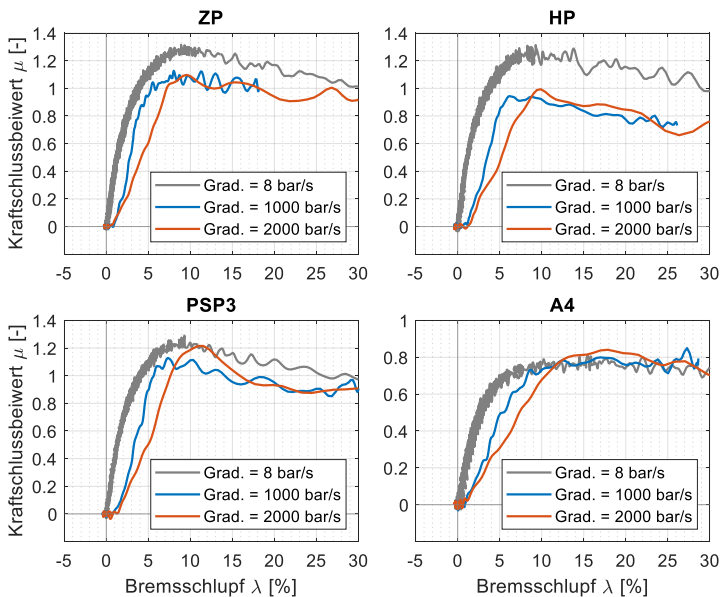


Abbildung 6.7: μ -Schlupf-Kurven bei drei Druckgradienten für ZP, HP, PSP3 und A4

Werden nur die Druckaufbauphasen betrachtet, sind einige Unterschiede zwischen den μ -Schlupf-Kurven verschiedener Druckgradienten zu erkennen. Zuerst sind die Anfangssteigungen der μ -Schlupf-Kurven bei größeren Druckgradienten deutlich kleiner als die Anfangssteigung der μ -Schlupf-Kurve beim

Gradienten = 8 bar/s. Und zum anderen sind die Maxima der μ -Schlupf-Kurven bei den größeren Bremsdruckgradienten deutlich niedriger als das Maximum der μ -Schlupf-Kurve beim Gradienten = 8 bar/s. D. h. die μ -Schlupf-Kurven transienter Bremsvorgänge können vom Anfang an dem Verlauf der μ -Schlupf-Kurve des stationären Bremsvorgangs nicht folgen und liegen deutlich unter diesem. Es scheint so, dass sich der Kraftaufbau zwischen Reifen und Fahrbahn beim transienten Bremsvorgang in Bezug auf die Schlupfänderung verzögert und das Kraftschlusspotenzial nicht mehr ausgenutzt werden kann. Im Folgenden werden diese zwei Effekte, d. h.

- 1) die Verringerung der Anfangssteigung und
- 2) die Änderung des Kraftschlussmaximums,

diskutiert. Die beim stationären Bremsvorgang ermittelte μ -Schlupf-Kurve wird im Folgenden auch als die stationäre μ -Schlupf-Kurve bezeichnet und dementsprechend die beim transienten Bremsvorgang ermittelte μ -Schlupf-Kurve als die transiente μ -Schlupf-Kurve.

Es ist allgemein bekannt, dass die horizontale Reifenverformung nicht stets unverzüglich der Schlupfänderung folgen kann, wenn sich die Bewegung des Rades zeitlich ändert. Bei transienten Änderungen der Betriebsbedingungen des Reifens wie Brems- oder Antriebskraft, Schräglaufwinkel, Last, Sturz und Felgenquerverschiebung relativ zum Latsch ist eine bestimmte Laufstrecke erforderlich, bis sich der neue stationäre Zustand eingestellt hat, d. h. der Reifen baut die Reaktionskräfte über eine bestimmte Abrollstrecke auf. Die Abrollstrecke, die der Reifen zurücklegt, bis die Kraft $F = F_0 \cdot (1 - 1/e)$ erreicht wird [Breu12], also ca. 63 % des stationären Endwertes F_0 nach einer sprungförmigen Veränderung des Radschlupfs, wird in [Zege98] als Relaxationslänge (engl. relaxation length) bezeichnet. Dabei wird angegeben, dass diese Relaxationslänge beim Aufbau der Umfangskraft ungefähr die Hälfte der Latschlänge beträgt und im Prinzip nicht von der Fahrgeschwindigkeit abhängt.

Wird die Verringerung der Anfangssteigung durch den verzögerten Kraftaufbau verursacht, sollte die Abrollstrecke des Reifens während der Verzögerung in der Größenordnung der Relaxationslänge des Reifens liegen, auch wenn die

Schlupfänderung nicht exakt sprungförmig ist. Im Folgenden werden die Bremsversuche des Messreifens HP als Beispiel betrachtet und die Umfangskraft $F_0 = 2000 \text{ N}$ als eine Bezugskraft beim Kraftaufbau definiert. Beim stationären Bremsvorgang (Gradient = 8 bar/s) beträgt der Bremsschlupf $\lambda = 2,17\%$ bei der Bezugskraft. Die Abrollstrecken Δs , die bei den jeweiligen transienten Bremsvorgängen vom Punkt bei $\lambda = 2,17\%$ bis zum Aufbau der Bezugskraft zurückgelegt werden, lassen sich in Tabelle 6.2 ablesen. Da die Fahrbahngeschwindigkeit während der Bremsmessung wegen des kontinuierlichen Betriebs der Innentrommel nicht verändert wird, ergeben sich die Abrollstrecken durch die Multiplikation der Zeitdauer mit der Fahrgeschwindigkeit von 60 km/h.

Tabelle 6.2: Bremsschlupfe, Zeitverzögerungen und Abrollstrecken bei F_0 bei drei Druckgradienten

Gradient	Bremsschlupf λ bei F_0	Zeitverzug	Abrollstrecke Δs
8 bar/s	2,17%	-	-
1000 bar/s	3,32%	0,029 s	0,48 m
2000 bar/s	6,40%	0,021 s	0,35 m

Die beiden Abrollstrecken sind viel größer als die Hälfte der Kontaktlänge zwischen Reifen und Fahrbahn, welche ungefähr 0,1 m unter der Standardbetriebsbedingung beträgt. Das heißt, die Verringerung der Anfangssteigung der μ -Schlupf-Kurven bei den transienten Bremsvorgängen wird im Wesentlichen nicht durch die Verzögerung des Kraftaufbaus bezüglich der Relaxationslänge verursacht. Demnach ist dabei auch noch zu berücksichtigen, dass die durch den transienten Bremsvorgang angeregte Achs- und Reifendynamik einen Einfluss auf den Bremsschlupf hat.

Im Folgenden wird dieser Effekt mit Hilfe des in Abbildung 3.11 dargestellten analytischen Modells der Dynamik des gebremsten Reifen-Fahrwerk-Systems am Prüfstand analysiert. Es ist wichtig, hier daran zu erinnern, dass der Bremsschlupf in der experimentellen Untersuchung am Prüfstand anhand der

herkömmlichen Methode nach Formel (3.10) ermittelt wird, wie bereits in Abschnitt 3.2.4 angegeben. Für die weitere Erläuterung wird der so bestimmte Bremsschlupf als $\lambda_{Original}$ bezeichnet.

Wie bereits vorgestellt, besteht das Berechnungsmodell des Reifen-Fahrwerk-Systems in Abbildung 3.11 aus drei durch Feder-Dämpfer-Elemente miteinander verbundenen Massen, d. h. aus der Radnabe m_a , dem Reifengürtel m_b und der Kontaktmasse m_c . Alle drei Massen haben einen Freiheitsgrad in der Längsrichtung. Die Interaktion zwischen dem Reifengürtel und der Fahrbahn wird durch die Kontaktmasse abgebildet. Anhand der Bewegungsgleichungen des Berechnungsmodells kann die Schlupfgeschwindigkeit V_{csx} zwischen der Kontaktmasse und der Fahrbahn wie folgt geschrieben werden:

$$V_{csx} = V_F + \dot{x}_c - r_{dyn}\dot{\theta}_b \quad (6.1)$$

mit

$$\dot{\theta}_b = \dot{\theta}_a + \dot{\theta}_{rb} = \omega_R + \dot{\theta}_{rb} \quad (6.2)$$

$$\dot{x}_c = \dot{x}_b + \dot{x}_{rc} = \dot{x}_a + \dot{x}_{rb} + \dot{x}_{rc} \quad (6.3)$$

wobei V_F die Fahrbahngeschwindigkeit bzw. die Trommelgeschwindigkeit am Prüfstand ist, $\dot{\theta}_{rb}$ und \dot{x}_{rb} jeweils die relative Dreh- und Längsgeschwindigkeit des Reifengürtels in Bezug auf die Radnabe m_a und \dot{x}_{rc} die relative Längsgeschwindigkeit der Kontaktmasse in Bezug auf den Reifengürtel darstellen.

Setzt man die Formeln (6.2) und (6.3) in die Formel (6.1) ein, ergibt sich die Schlupfgeschwindigkeit V_{csx} als:

$$\begin{aligned} V_{csx} &= V_F + (\dot{x}_a + \dot{x}_{rb} + \dot{x}_{rc}) - r_{dyn}(\omega_R + \dot{\theta}_{rb}) \\ &= V_F + \dot{x}_a + \dot{x}_{rb} + \dot{x}_{rc} - r_{dyn}\omega_R \\ &\quad - r_{dyn}\dot{\theta}_{rb} \end{aligned} \quad (6.4)$$

Auf Basis der Formel (6.4) ergibt sich der sogenannte tatsächliche Bremsschlupf zwischen Reifen und Fahrbahn als:

$$\lambda_{Tat} = \frac{V_{csx}}{V_a} = \frac{V_F - r_{dyn}\omega_R + \dot{x}_a + \dot{x}_{rb} + \dot{x}_{rc} - r_{dyn}\dot{\theta}_{rb}}{V_F + \dot{x}_a + \dot{x}_{rb} + \dot{x}_{rc}} \quad (6.5)$$

Wird der tatsächliche Bremschlupf λ_{Tat} nach Formel (6.5) mit dem nach Formel (3.10) berechneten originalen Bremschlupf $\lambda_{Original}$ verglichen, wird klar, dass sich der originale und tatsächliche Bremschlupf zwischen Reifen und Fahrbahn voneinander unterscheiden. In der Berechnung des tatsächlichen Bremschlupfs λ_{Tat} wird nicht nur die Achsdynamik, die in Formel (6.5) durch die Variable \dot{x}_a dargestellt wird, sondern auch die Reifendynamik, die sich in Formel (6.5) durch die drei Variablen \dot{x}_{rb} , \dot{x}_{rc} und $\dot{\theta}_{rb}$ charakterisieren lässt, berücksichtigt.

Beim stationären Bremsvorgang ist anhand Abbildung 6.3 festzustellen, dass die Achs- und Reifeneigenschwingungen nicht durch die langsame Bremsdruckänderung angeregt werden. Es ist daher anzunehmen, dass sich die Längsgeschwindigkeiten \dot{x}_a , \dot{x}_{rb} , \dot{x}_{rc} und die Drehgeschwindigkeit $r_{dyn}\dot{\theta}_{rb}$ der Null nähern und der tatsächliche und berechnete Radbremschlupf fast einander entsprechen. Bei den transienten Bremsvorgängen ist dagegen anhand Abbildung 6.5 und Abbildung 6.6 zu erkennen, dass der sehr schnelle Bremsdruckanstieg eine schnelle Bremsmomentänderung am Rad verursacht und zur deutlichen Anregung der Achs- und Reifeneigenschwingungen führt. Aufgrund der deutlichen Schwingungsamplitude der Längsgeschwindigkeit an der Messstelle RTM in Abbildung 6.5 und Abbildung 6.6 können der originale und der tatsächliche Bremschlupf nicht mehr übereinstimmen. Die beim transienten Bremsvorgang angeregte Längsgeschwindigkeit der Radnabe \dot{x}_a , die relative Längsgeschwindigkeit \dot{x}_{rb} und \dot{x}_{rc} und die relative Drehgeschwindigkeit $r_{dyn}\dot{\theta}_{rb}$ des Reifengürtels in Bezug zur Radnabe tragen nach Formel (6.5) zur Bestimmung des tatsächlichen Bremschlupfs zwischen Reifen und Fahrbahn bei.

Wird nur die Längsgeschwindigkeit der Radnabe \dot{x}_a in der Berechnung des Bremschlupfes berücksichtigt, aber die anderen relativen Geschwindigkeiten vernachlässigt, lässt sich der Teil des Unterschieds zwischen dem originalen und dem tatsächlichen Bremschlupf berechnen, der auf die Achsdynamik zu-

rückzuführen ist. Wird der originale Bremsschlupf um diesen Teil des Unterschieds korrigiert, ergibt sich der achsdynamikkompenzierte Bremsschlupf $\lambda_{Komp,Achs}$:

$$\begin{aligned}\lambda_{Komp,Achs} &= \frac{V_F + \dot{x}_a - r_{dyn}\omega_R}{V_F + \dot{x}_a} = 1 - \frac{r_{dyn}\omega_R}{V_F + \dot{x}_a} \\ &= \left(1 - \frac{r_{dyn}\omega_R}{V_F}\right) + \left(\frac{r_{dyn}\omega_R}{V_F} - \frac{r_{dyn}\omega_R}{V_F + \dot{x}_a}\right) \quad (6.6) \\ &= \lambda_{Original} + r_{dyn}\omega_R \cdot \left(\frac{1}{V_F} - \frac{1}{V_F + \dot{x}_a}\right)\end{aligned}$$

Der original berechnete Bremsschlupf $\lambda_{Original}$ ergibt sich zu:

$$\lambda_{Original} = \lambda_{Komp,Achs} + r_{dyn}\omega_R \cdot \left(\frac{1}{V_F + \dot{x}_a} - \frac{1}{V_F}\right) \quad (6.7)$$

Wie anhand Abbildung 6.5 und Abbildung 6.6 zu erkennen ist, ist die Längsgeschwindigkeit der Radnabe bzw. in der Radmitte \dot{x}_a während der kompletten Kraftaufbauphase, in der die Umfangskraft von null bis zu ihrem Maximum steigt, entgegen der Fahrtrichtung gerichtet, d. h. \dot{x}_a ist negativ. Die negative Längsgeschwindigkeit \dot{x}_a führt nach Formel (6.7) zu einer Vergrößerung des original berechneten Bremsschlupfes $\lambda_{Original}$ im Vergleich zum achsdynamikkompenzierten Bremsschlupf $\lambda_{Komp,Achs}$, welcher den tatsächlichen Bremsschlupf zwischen Reifen und Fahrbahn besser approximiert. Da die μ -Schlupf-Kurven in Abbildung 6.7 auf Basis des original berechneten Bremsschlupfes $\lambda_{Original}$ ermittelt werden, führt die Vergrößerung dazu, dass sich Punkte gleicher Kraftschlussbeiwerte bezüglich der Schlupfachse zu größeren Werten hin verschieben. Infolgedessen verkleinert sich die Anfangssteigung der μ -Schlupf-Kurve. Dieser Effekt stimmt mit den Ergebnissen in Abbildung 6.5 und Abbildung 6.6 überein.

Da sich die Längsgeschwindigkeit der Radnabe \dot{x}_a aus dem zeitlichen Integral der gemessenen Längsbeschleunigung an der Messstelle RTM ermitteln lässt, ist im Folgenden die Änderung der μ -Schlupf-Kurve aufgrund der achsdynamikkompenzierten Schlupfberechnung durch die Messdaten zu überprüfen. In

Abbildung 6.8 werden die Bremsschlupfverläufe aus der originalen Berechnung nach Formel (3.10) und aus der achsdynamikkompensierten Berechnung nach Formel (6.6) für den Messreifen HP verglichen.

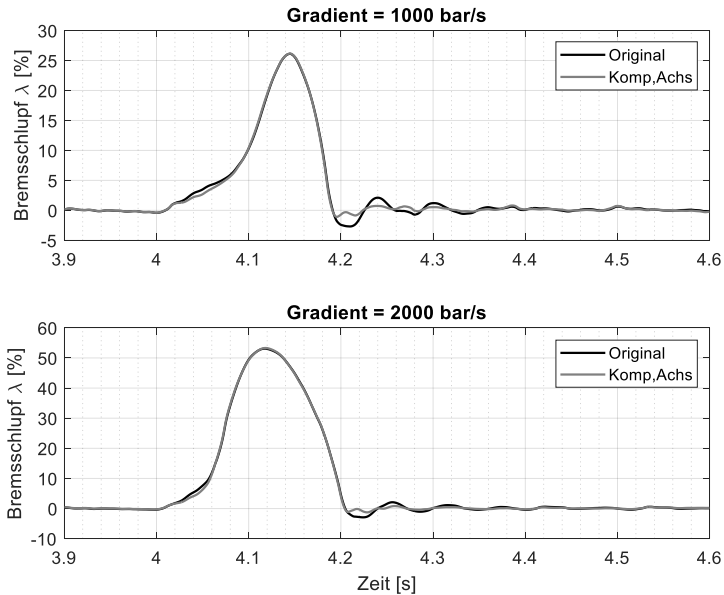


Abbildung 6.8: Bremsschlupfverläufe aus originaler und achsdynamikkompensierter Schlupfberechnung bei den Gradienten = 1000 und 2000 bar/s für HP

Der Vergleich in Abbildung 6.8 zeigt, dass sich die beiden Zeitverläufe des Bremsschlupfes im Wesentlichen in einem Bereich der Schlupfachse von 0 bis ca. 10% unterscheiden, wenn nur der Teil vor dem Bremsschlupfmaximum betrachtet wird. In diesem Bereich dominiert der Deformationsschlupfanteil und findet die longitudinale Achseigenschwingung nach dem Bremsbeginn statt. Die anderen Teile der beiden Kurven bleiben gut zusammen. Die aus den jeweiligen Zeitverläufen des Bremsschlupfes ermittelten μ -Schlupf-Kurven werden in Abbildung 6.9 miteinander verglichen.

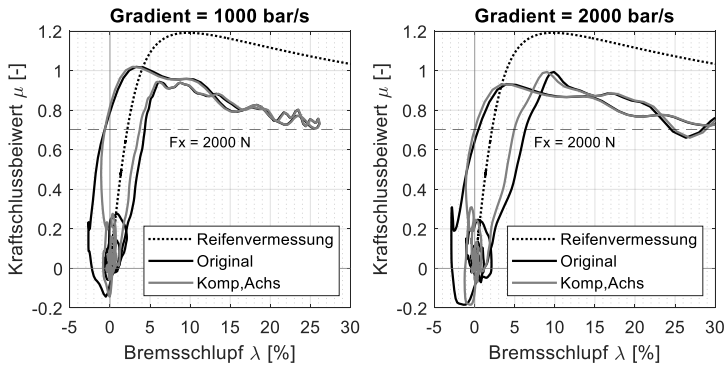


Abbildung 6.9: μ -Schlupf-Kurven aus originaler und achsdynamikkompensierter Schlupfberechnung bei den Gradienten = 1000 und 2000 bar/s für HP

Wie theoretisch analysiert, verschiebt sich die μ -Schlupf-Kurve aus dem achsdynamikkompensierten Bremsschlupf in Richtung der μ -Schlupf-Kurve des stationären Bremsvorgangs. Nach Tabelle 6.3 wird bei derselben Umfangskraft von 2000 N der Bremsschlupfwert durch die Achsdynamikkompensation beim Gradienten = 1000 bar/s von 4,39% auf 3,78% abgesenkt, während beim Gradienten = 2000 bar/s eine Absenkung von 6,39% auf 5,00% erreicht wird.

Tabelle 6.3: Bremsschlupfwerte aus zwei Schlupfberechnungsmethoden bei $F_x = 2000$ N

Gradient	$\lambda_{Original}$	$\lambda_{Komp,Achs}$
1000 bar/s	4,39%	3,78%
2000 bar/s	6,39%	5,00%

Nach Formel (6.5) sollte neben der Achsdynamik auch die Reifendynamik einen Einfluss auf den tatsächlichen Bremsschlupf zwischen Reifen und Fahrbahn haben. Es ist daher logisch zu vermuten, dass die Reifendynamik bezüglich der relativen Längs- und Drehgeschwindigkeit des Reifengürtels den gleichen Effekt wie die Achsdynamik auf die μ -Schlupf-Kurve hat. Werden

nun die relativen Längsgeschwindigkeiten \dot{x}_{rb} , \dot{x}_{rc} und die relative Drehgeschwindigkeit $r_{dyn}\dot{\theta}_{rb}$ in der Berechnung des Bremsschlupfes berücksichtigt, kann der verbleibende Teil des Unterschieds zwischen dem originalen und tatsächlichen Bremsschlupf um den Anteil korrigiert werden, der auf die Reifendynamik zurückzuführen ist. Der achs- und reifendynamikkompensierte Bremsschlupf $\lambda_{Komp,Achs,Reif}$ ergibt sich als:

$$\begin{aligned}
 \lambda_{Komp,Achs,Reif} &= \lambda_{Tat} \\
 &= \frac{V_F - r_{dyn}\omega_R + \dot{x}_a + \dot{x}_{rb} + \dot{x}_{rc} - r_{dyn}\dot{\theta}_{rb}}{V_F + \dot{x}_a + \dot{x}_{rb} + \dot{x}_{rc}} \\
 &= \left(1 - \frac{r_{dyn}\omega_R}{V_F + \dot{x}_a}\right) + \left(\frac{r_{dyn}\omega_R}{V_F + \dot{x}_a} - \frac{r_{dyn}\dot{\theta}_{rb} + r_{dyn}\omega_R}{V_F + \dot{x}_a + \dot{x}_{rb} + \dot{x}_{rc}}\right) \quad (6.8) \\
 &= \lambda_{Kom,Achs} + \left(\frac{r_{dyn}\omega_R}{V_F + \dot{x}_a} - \frac{r_{dyn}\dot{\theta}_{rb} + r_{dyn}\omega_R}{V_F + \dot{x}_a + \dot{x}_{rb} + \dot{x}_{rc}}\right)
 \end{aligned}$$

Formel (6.8) zeigt, dass der Unterschied zwischen dem original berechneten und dem tatsächlichen Radbremsschlupf bezüglich der Reifendynamik und bezüglich der Achsdynamik in gleicher Weise kompensiert wird, wenn während des Umfangskraftaufbaus die relativen Längsgeschwindigkeiten \dot{x}_{rb} und \dot{x}_{rc} das gleiche Vorzeichen wie die Längsgeschwindigkeit der Radnabe \dot{x}_a haben, d. h. negativ, aber die relative Drehgeschwindigkeit $r_{dyn}\dot{\theta}_{rb}$ des Reifengürtels in Bezug auf die Radnabe positiv ist. In diesem Fall wird auch die μ -Schlupf-Kurve in gleicher Weise beeinflusst.

Da die Schwingungen des Reifengürtels durch die aktuelle Messtechnik im Labor nicht direkt und auch nicht genau erfasst werden können, wird hier das in Abschnitt 2.2.2 eingeführte Berechnungsmodell des Reifen-Fahrwerk-Systems eingesetzt, um die nicht messbaren Schwingungen unter den gleichen Messbedingungen wie bei den Bremsmessungen im Labor zu simulieren und weiter die Einflüsse dieser beiden Schwingungen auf die Schlupfberechnung zu schätzen. Die Simulationsergebnisse für die Längsschwingung der Radnabe \dot{x}_a , die relative Längs- und Drehschwingung des Reifengürtels \dot{x}_{rb} und $r\dot{\theta}_{rb}$

und die relative Längsgeschwindigkeit der Kontaktmasse \dot{x}_{rc} unter der Standardbetriebsbedingung bei den Gradienten = 1000 bar/s und 2000 bar/s werden in Abbildung 6.10 für den Simulationsreifen ZF gezeigt.

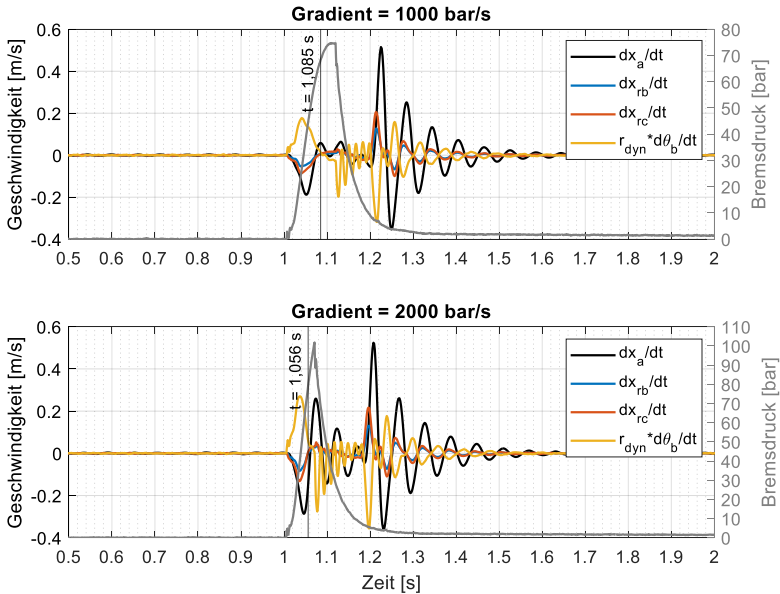


Abbildung 6.10: Längsgeschwindigkeit der Radnabe, relative Längs- und Drehgeschwindigkeit des Reifengürtels und relative Längsgeschwindigkeit der Kontaktmasse bei den Gradienten = 1000 und 2000 bar/s für den Simulationsreifen ZF

Es lässt sich in Abbildung 6.10 beobachten, dass die beiden relativen Geschwindigkeiten \dot{x}_{rb} und \dot{x}_{rc} wie erwartet das gleiche negative Vorzeichen wie die Längsschwingung der Radnabe \dot{x}_a beim Kraftaufbau von $t = 1$ s bis $t = 1.056$ s haben, während die Drehgeschwindigkeit $r_{dyn} \dot{\theta}_{rb}$ des Reifengürtels in Bezug auf die Radnabe ein positives Vorzeichen in demselben Zeitraum hat. D. h. neben der longitudinalen Achsschwingung tragen auch die beiden Reifenschwingungen zur Kompensation des Unterschieds zwischen dem

berechneten und tatsächlichen Radbremsschlupf bei. Mit Berücksichtigung der beiden Reifenschwingungen in der Berechnung des Radbremsschlupfes nach Formel (6.8) sollten sich daher die μ -Schlupf-Kurven bei den transienten Bremsvorgängen weiter in Richtung der μ -Schlupf-Kurve des stationären Bremsvorgangs verschieben. Die bezüglich der Achsdynamik und bezüglich der Achs- und Reifendynamik kompensierten μ -Schlupf-Kurven bei den Gradienten = 1000 bar/s und 2000 bar/s werden in Abbildung 6.11 verglichen.

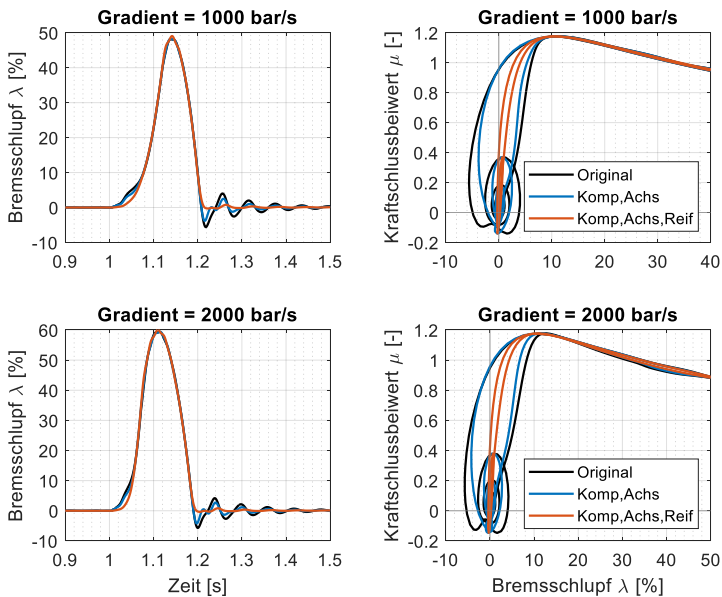


Abbildung 6.11: Bremsdruckverläufe und μ -Schlupf-Kurven aus achsdynamikkompensierter und achs- und reifendynamikkompensierter Schlupfberechnung bei den Gradienten = 1000 und 2000 bar/s für den Simulationsreifen ZF

In Tabelle 6.4 werden die jeweiligen Bremschlupfwerte aus der originalen $\lambda_{Original}$, der achsdynamikkompensierten $\lambda_{Komp,Achs}$ und der achs- und rei-

fendynamikkompensierten $\lambda_{Komp,Achs,Reif}$ Brechnungen bei demselben Bezugswert der Umfangskraft $F_x = 2000 \text{ N}$ ($\mu = 0,7$) für zwei Bremsdruckgradienten angegeben.

Tabelle 6.4: Bremsschlupfwerte aus drei Schlupfberechnungsmethoden bei $F_x = 2000 \text{ N}$

Gradient	$\lambda_{Original}$	$\lambda_{Komp,Achs}$	$\lambda_{Komp,Achs,Reif}$
1000 bar/s	4,75%	3,73%	2,03%
2000 bar/s	6,34%	5,18%	2,27%

Es ist in Tabelle 6.4 zunächst zu entnehmen, dass der Bremsschlupfwert jeweils um 1,02% und 1,16% durch die Achsdynamikkompensation bei den Gradienten = 1000 bar/s und 2000 bar/s abgesenkt wird. Gemäß der Größenordnung stimmen diese Simulationsergebnisse gut mit den Messergebnissen in Tabelle 6.3 überein. Auf Basis des achsdynamikkompensierten Bremsschlupfes wird der Bremsschlupfwert durch die Kompensation der Reifendynamik bei den beiden Gradienten weiter abgesenkt. Die stärkeren Absenkungen des Bremsschlupfwertes jeweils um 1,70% beim Gradienten = 1000 bar/s und 2,91% beim Gradienten = 2000 bar/s weisen darauf hin, dass die Reifendynamik einen größeren Einfluss auf die Bestimmung des Bremsschlupfes als die Achsdynamik hat. Durch die Kompensation der Achs- und Reifendynamik in der Schlupfberechnung kann der sich daraus ergebende Bremsschlupfverlauf als der tatsächliche Schlupf im Reifen-Fahrbahn-Kontakt angenommen werden.

Somit konnte nachgewiesen werden, dass die Verringerung der Anfangssteigung der transienten μ -Schlupf-Kurve im Vergleich zur stationären μ -Schlupf-Kurve durch die angeregten Achs- und Reifeneigenschwingungen verursacht wird. Durch Berücksichtigung der angeregten Achs- und Reifendynamik in der Berechnung des Radbremsschlupfes kann dieser Unterschied kompensiert werden.

Bezüglich der in Abbildung 6.7 beobachteten Absenkung des maximalen Kraftschlussbeiwertes der μ -Schlupf-Kurve beim transienten Bremsvorgang

wird zunächst überprüft, ob dieser Effekt unter mehreren Betriebsbedingungen zu finden ist und wie sich dieser Effekt bei unterschiedlichen Reifenvarianten ändert. In Abbildung 6.12, Abbildung 6.13, Abbildung 6.14 und Abbildung 6.15 werden die maximalen Kraftschlussbeiwerte unter verschiedenen Betriebsbedingungen jeweils für den Messreifen ZP, HP, PSP3 und A4 dargestellt.

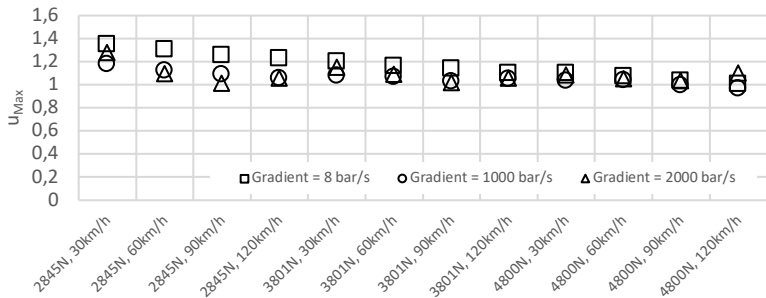


Abbildung 6.12: Maximale Kraftschlussbeiwerte bei 2,5 bar und drei Druckgradienten für ZP

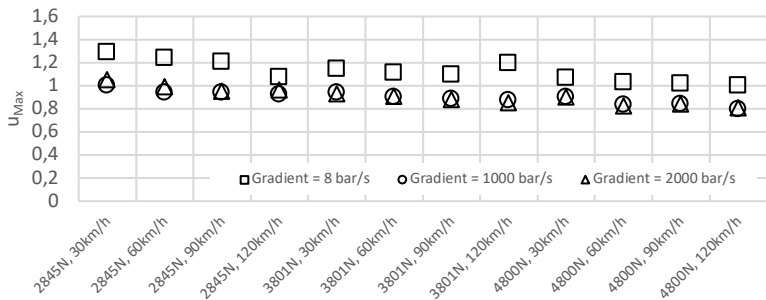


Abbildung 6.13: Maximale Kraftschlussbeiwerte bei 2,5 bar und drei Druckgradienten für HP

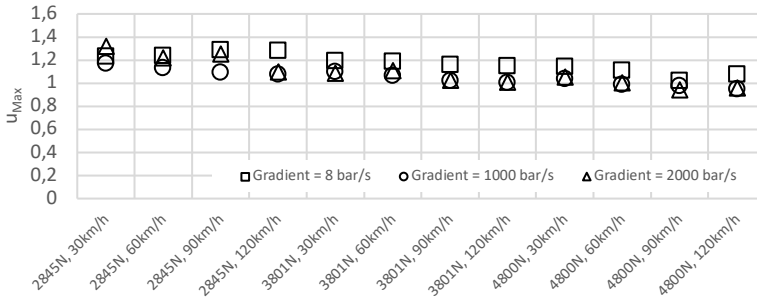


Abbildung 6.14: Maximale Kraftschlussbeiwerte bei 2,5 bar und drei Druckgradienten für PSP3

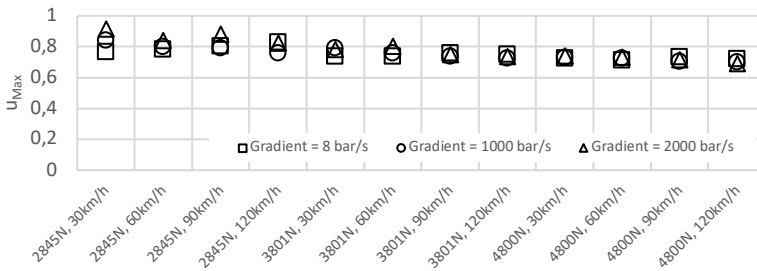


Abbildung 6.15: Maximale Kraftschlussbeiwerte bei 2,5 bar und drei Druckgradienten für A4

Eine Zusammenfassung der Absenkung des maximalen Kraftschlussbeiwertes wird anhand der Ergebnisse der vier Reifenvarianten wie folgt gegeben:

- Die Absenkung des maximalen Kraftschlussbeiwertes ist im Prinzip bei allen drei Sommerreifen, d. h. ZP, HP und PSP3, zu finden sowie unter den meisten Betriebsbedingungen.
- Beim Runflatreifen ZP verringert sich die Absenkung mit zunehmender Radlast. Bei höherer Radlast ist eine Absenkung beim transienten Bremsvorgang kaum zu sehen.
- Beim Winterreifen A4 ist eine Absenkung des Kraftschlussbeiwertes beim transienten Bremsvorgang unter allen Betriebsbedingungen

nicht zu erkennen. Die maximalen Kraftschlussbeiwerte der stationären und transienten Bremsvorgänge stimmen gut miteinander überein.

Eine Erklärung für die beobachtete Absenkung des maximalen Kraftschlussbeiwertes der μ -Schlupf-Kurve beim transienten Bremsvorgang kann in der vorliegenden Untersuchung nicht gegeben werden. Somit bleibt diese Fragestellung als ein offenes Forschungsthema für die Zukunft bestehen.

6.2 Bremsung mit sprungförmigem Druckaufbau

Es wurde in Abschnitt 2.2.4 simulatorisch gezeigt, dass die bremsmoment- und fahrbahninduzierten Schwingungen und Kraftschwankungen im Reifen-Fahrwerk-System durch den stationären Arbeitspunkt eines Bremsvorgangs beeinflusst werden können. Das Ziel der vorliegenden Untersuchung ist, diese Simulationsergebnisse durch Bremsversuche am Innentrommelprüfstand zu überprüfen und den Einfluss des stationären Arbeitspunktes auf die bremsmoment- und fahrbahninduzierten Schwingungen und Kraftschwankungen im Reifen-Fahrwerk-System zu bestimmen. Hierzu werden die stationären Arbeitspunkte während der Bremsversuche variiert.

6.2.1 Methodik der Untersuchung

Als Basis der vorliegenden Untersuchung dienen die stationären μ -Schlupf-Kurven des Reifens, die bei Umfangskraft-Schlupf-Messungen ermittelt wurden. Die stationären Arbeitspunkte werden bezüglich des maximalen Kraftschlussbeiwertes der μ -Schlupf-Kurve definiert und als Einflussfaktor für die vorliegende Untersuchung angenommen. Jeder stationäre Arbeitspunkt entspricht einem konstanten Bremsdruck in der Radbremse. Der Bremsdruck wird durch einen sprungförmigen Aufbau eingestellt und danach für eine gewisse Dauer in der Radbremse konstant gehalten, sodass das Reifen-Fahrwerk-Sys-

tem auf den entsprechenden stationären Arbeitspunkt gebracht wird. Abbildung 6.16 zeigt die Definition der stationären Arbeitspunkte auf der μ -Schlupf-Kurve für die vorliegende Untersuchung.

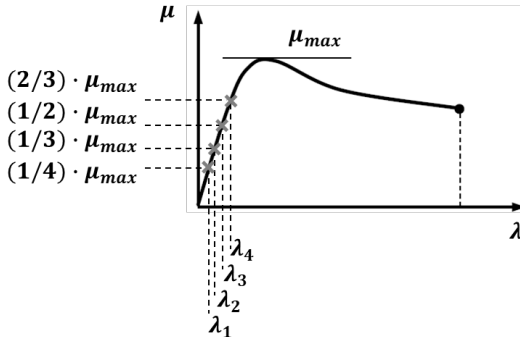


Abbildung 6.16: Stationäre Arbeitspunkte für die Bremsung mit sprungförmigem Druckaufbau

Wie in Abbildung 6.16 gezeigt, werden vier stationäre Arbeitspunkte (λ_1, μ_1) , (λ_2, μ_2) , (λ_3, μ_3) und (λ_4, μ_4) für die vorliegende Untersuchung vorgegeben. Alle stationären Arbeitspunkte befinden sich im Prinzip im stabilen Bereich der μ -Schlupf-Kurve, da das Rad erst bei höheren stationären Arbeitspunkten bei einer kleinen Druckschwankung sehr leicht in den instabilen Bereich sowie in den Blockierzustand übergehen würde. Die hier ausgewählten stationären Arbeitspunkte entsprechen jeweils den folgenden Schlupfniveaus:

- (λ_0, μ_0) : ungebremster, freirollender Zustand (0 bar)
- (λ_1, μ_1) : Niedriges Schlupfniveau: bei geringem mittlerem Bremsdruck (ca. 10 bis 15 bar)
- (λ_2, μ_2) : Niedriges bis mittleres Schlupfniveau: bei mittlerem Bremsdruck (ca. 15 bis 20 bar)
- (λ_3, μ_3) : Mittleres Schlupfniveau: bei mittlerem Bremsdruck (ca. 23 bis 28 bar, genau in der Mitte der Kraftschlusskurve bezüglich des maximalen Kraftschlussbeiwertes μ_{Max}).

- (λ_4, μ_4) : Mittleres bis hohes Schlupfniveau: bei mittlerem bis hohem Bremsdruck (ca. 30 bis 36 bar, ungefähr am Ende des linearen Bereichs der Kraftschlusskurve).

Der exakte einzustellende Bremsdruck für die jeweiligen Schlupfniveaus ist nach Erstellung der Kraftschlusskurve festzulegen. Es ist zu erwarten, dass durch die Messung der Radträgerbeschleunigung in der Längs- und Vertikalrichtung die angeregten Achs- und Reifenresonanzen und die Einflüsse des stationären Arbeitspunktes auf diese erkannt werden können. Es ist weiter zu erwarten, dass sich die Resonanzfrequenzen bei den untersuchten stationären Arbeitspunkten aufgrund der Achsverspannung unterscheiden.

Fahrbahnanregung

Um eine größere Fahrbahnanregung in das Reifen-Fahrwerk-System zu induzieren, werden statt der bisher für die Bremsversuche verwendeten Safety-Walk-Fahrbahnoberfläche die Beton-Fahrbahnbeläge in der Innentrommel eingebaut. Wie in Abbildung 6.17 gezeigt, hat die Beton-Fahrbahn eine rauere Fahrbahntextur als Safety-Walk und bildet eine realitätsnahe Fahrbahnanregung für das Reifen-Fahrwerk-System wie auf der Straße ab.



Abbildung 6.17: Safety-Walk- und Beton-Fahrbahnbeläge

Druckmodulation

Um das Reifen-Fahrwerk-System auf einen bestimmten stationären Arbeitspunkt bzw. ein bestimmtes Druckniveau einzustellen, kommt in der vorliegenden Untersuchung das in Abbildung 3.19 dargestellte Druckmodulationsverfahren mit entsprechender Ventilansteuerung zum Einsatz. Wie bereits in Abschnitt 3.3.4 beschrieben, ermöglicht die Ansteuerung des Einlassventils den Druckaufbau und das Druckhalten im Radbremszylinder. Der komplette Bremsversuch dauert insgesamt 11 Sekunden. Ab dem Zeitpunkt $t = 4$ s baut sich der Bremsdruck in der Radbremse auf. Die Druckaufbau- und Druckhaltphase dauert insgesamt 2 Sekunden. Ab dem Zeitpunkt $t = 6$ s wird der Bremsdruck in der Radbremse durch das Öffnen des Auslassventils komplett abgebaut. Die Druckmodulationen in der Radbremse für die jeweiligen stationären Arbeitspunkte bzw. Schlupfniveaus werden in Abbildung 6.18 gezeigt.

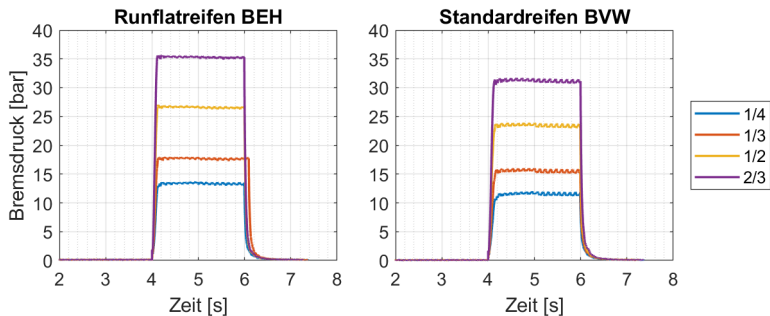


Abbildung 6.18: Druckmodulation für die Bremsung mit sprungförmigem Druckaufbau

Die kleinen Schwankungen des Bremsdrucks während der Druckhaltphase in Abbildung 6.18 bilden die Bremsmomentanregung des Reifen-Fahrwerk-Systems ab. Somit sind aufgrund der rauen Betonfahrbahn und der Bremsdruckschwankungen in den Messsignalen der durchgeführten Bremsversuche sowohl fahrbahninduzierte als auch bremsmomentinduzierte Schwingungen und Kraftschwankungen im Reifen-Fahrwerk-System zu beobachten.

Eine weitere Prüfung bestätigt, dass sich die Bremsdruckschwankungen bei einem größeren mittleren Bremsdruck nicht stärker auswirken. Die Amplituden der Bremsdruckschwankung in der Radbremse werden nicht durch den eingestellten stationären Bremsdruck in der Radbremse beeinflusst. Eine Darstellung der Standardabweichung des Bremsdrucks in der Radbremse bei den vier stationären Arbeitspunkten wird in A.4 gezeigt.

Versuchsplan und -durchführung

Das Reifen-Fahrwerk-System wird in der vorliegenden Untersuchung für die Goodyear-Reifen BEH und BVW bei fünf stationären Arbeitspunkten auf der Beton-Fahrbahnoberfläche unter der Standardbetriebsbedingung untersucht. Die untersuchten Faktoren und die jeweiligen Faktorstufen sind in Tabelle 6.5 zusammengefasst. Der Bremsschlupf wird nach Formel (3.10) bestimmt.

Tabelle 6.5: Faktoren und Faktorstufen für die Bremsung mit sprungförmigem Druckaufbau

Messreifen	Stationärer Arbeitspunkt	Fahrbahn
BEH	(λ_0, μ_0)	Beton
BVW	(λ_1, μ_1)	
	(λ_2, μ_2)	
	(λ_3, μ_3)	
	(λ_4, μ_4)	

6.2.2 Dynamisches Verhalten des Reifen-Fahrwerk-Systems

In diesem Abschnitt wird das dynamische Verhalten des Reifen-Fahrwerk-Systems unter realistischer Fahrbahnanregung bei verschiedenen stationären Arbeitspunkten bezüglich der Beschleunigungen und der Kräfte an der Radnabe untersucht.

Die Längs- und Vertikalbeschleunigungen an der Messstelle RTM sowie die Längs- und Vertikallagerkräfte an der Radnabe beim stationären Arbeitspunkt

(λ_3, μ_3) werden in Abbildung 6.19 und Abbildung 6.20 jeweils für den Standardreifen BVW und den Runflatreifen BEH dargestellt.

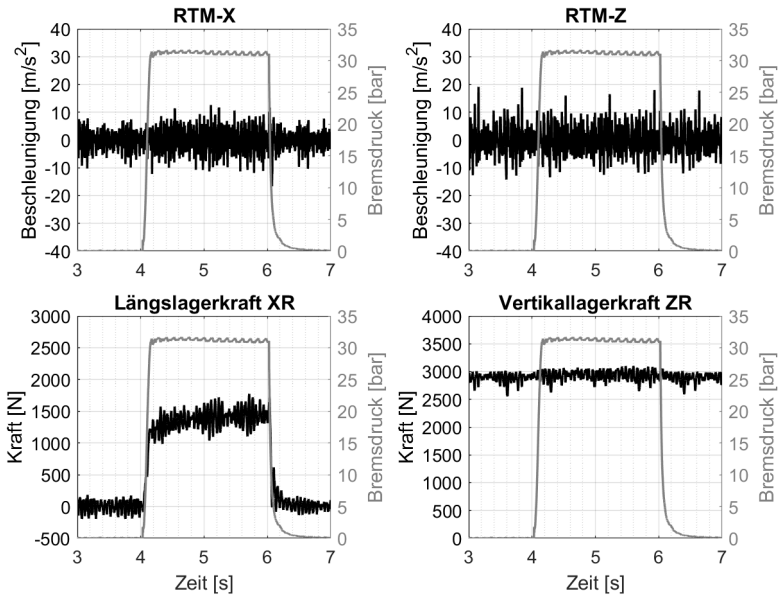


Abbildung 6.19: Längs- und Vertikalbeschleunigung, Längs- und Vertikallagerkraft an der Radnabe bei (λ_3, μ_3) für den Standardreifen BVW

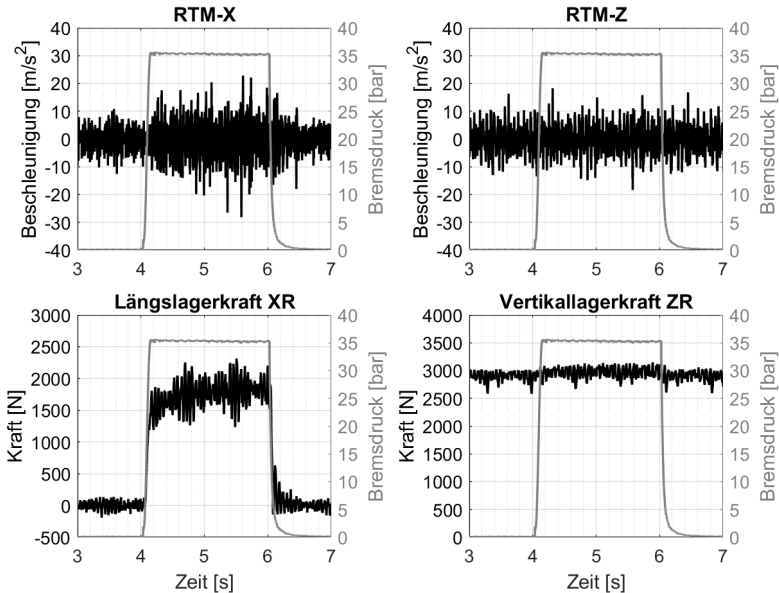


Abbildung 6.20: Längs- und Vertikalbeschleunigung, Längs- und Vertikallagerkraft an der Radnabe bei (λ_3, μ_3) für den Runflatreifen BEH

Wie aus Abbildung 6.19 und Abbildung 6.20 hervorgeht, sind die Schwingungsamplituden der Längsbeschleunigung und der Längslagerkraft an der Radnabe während des Bremsvorgangs deutlich höher als beim ungebremsten Zustand, während die Schwingungen und Kraftschwankungen in der Vertikalrichtung ganz leicht abnehmen.

Um die Schwingungsanregung bezüglich der fünf Eigenschwingungsresonanzen des Reifen-Fahrwerk-Systems zu betrachten und mit der theoretischen Analyse in Abschnitt 2.2.4 zu vergleichen, werden in Abbildung 6.21 und Abbildung 6.22 die Amplitudenspektren der Längs- und Vertikalbeschleunigung an der Messstelle RTM im ungebremsten Zustand von der 3. bis zur 4. Sekunde und im gebremsten Zustand von der 5. bis zur 6. Sekunde jeweils für den Standardreifen BVW und den Runflatreifen BEH dargestellt.

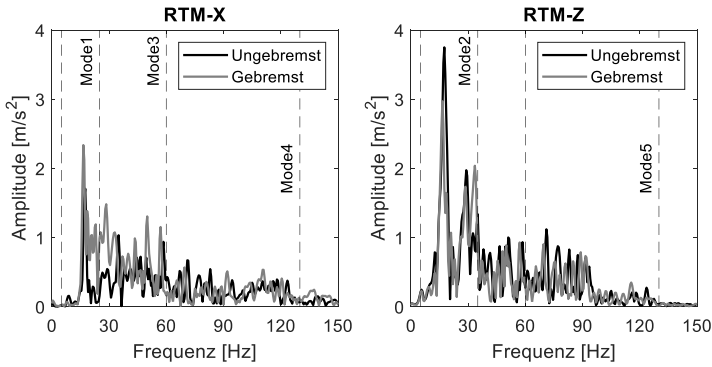


Abbildung 6.21: Amplitudenspektren der Längs- und Vertikalbeschleunigungen an RTM im gebremsten und ungebremsten Zustand für den Standardreifen BVW

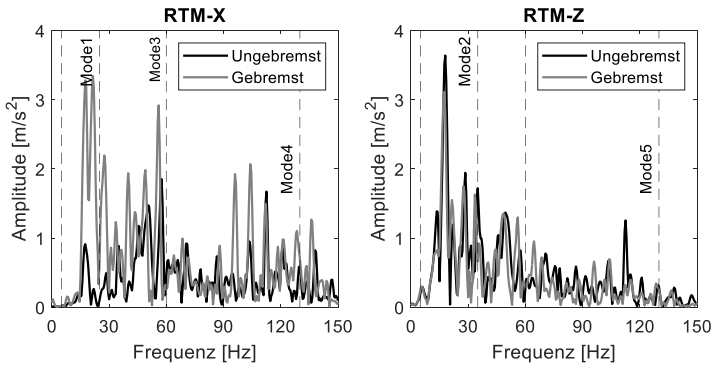


Abbildung 6.22: Amplitudenspektren der Längs- und Vertikalbeschleunigungen an RTM im gebremsten und ungebremsten Zustand für den Runflatreifen BEH

Für die weitere Analyse im Frequenzbereich werden zunächst ähnlich Tabelle 5.4 die in Abbildung 6.21 und Abbildung 6.22 beobachteten Resonanzen bzw. Schwingungsmoden in Tabelle 6.6 mit Nummer definiert und den entsprechenden Frequenzbereichen zugeordnet.

Tabelle 6.6: Definition, Beschreibung und Frequenzbereiche der Schwingungsmoden des Reifen-Fahrwerk-Systems für den Messreifen BEH und BVW

Schwingungs- mode	Beschreibung	Frequenzbereich
Mode1	Longitudinale Achsresonanz	5 – 25 Hz
Mode2	Vertikale Achsresonanz	5 – 35 Hz
Mode3	Fore-After-Rotation/Nullte Tor- sionsmode des Reifens	25 – 60 Hz
Mode4	Translatorische bzw. rotatorische Gürtelschwingung des Reifens	60 – 130 Hz
Mode5	Vertikale Gürtelschwingung des Reifens	60 – 130 Hz

Anhand den Übertragungsfunktionen in Abbildung 2.13 hat der stationäre Arbeitspunkt einen umgekehrten Einfluss auf die brems- und fahrbahninduzierten Längsschwingungen in der Radmitte. Mit zunehmendem Bremsdruckniveau nimmt die bremsmomentinduzierte Längsschwingung in der Radmitte ab, während die fahrbahninduzierte Längsschwingung in der Radmitte mit steigendem stationärem Bremsdruck zunimmt. In der Vertikalrichtung nimmt die bremsmomentinduzierte Schwingung in der Radmitte mit zunehmendem Bremsdruckniveau ab, während die fahrbahninduzierte Vertikalschwingung in der Radmitte durch den stationären Arbeitspunkt kaum beeinflusst wird.

Wie in Abschnitt 6.2.1 bereits beschrieben, sind in dieser Untersuchung bei den Beschleunigungen in der Radmitte während des Bremsvorgangs sowohl die fahrbahninduzierten als auch die bremsmomentinduzierten Schwingungen im Reifen-Fahrwerk-System zu beobachten. Abbildung 6.21 und Abbildung 6.22 zeigen, dass die Amplitudenspektren der Längsbeschleunigungen an der Messstelle RTM im gebremsten Zustand im gesamten betrachteten Frequenzbereich und insbesondere bei niedrigen Frequenzen deutlich höher als im ungebremsten Zustand liegen. Dies gilt sowohl für den Standardreifen als auch für den Runflatreifen. Bezüglich der Ergebnisse in Abbildung 2.11 bedeutet dies, dass mit erhöhtem Bremsdruckniveau die Fahrbahnanregung einen immer größeren Einfluss auf die Dynamik des Reifen-Fahrwerk-Systems in

Längsrichtung als die Bremsmomentanregung hat. Wie die theoretische Analyse zeigt, nehmen die Amplituden der fahrbahninduzierten longitudinale Achsresonanz (Mode1) und der nullten Torsionsmode des Reifens (Mode3) im niedrigen Frequenzbereich deutlich mit steigendem Bremsdruckniveau zu. Das heißt, dass sich das Rad auf einer unebenen Fahrbahn beim Bremsvorgang wegen der Fahrwerk-Elastizität intensiver schwankend nach vorne und hinten bewegen kann. Im höheren Frequenzbereich der translatorischen bzw. rotatorischen Gürtelschwingung des Reifens (Mode5) ist eine Erhöhung der Amplituden ebenfalls zu erkennen, welches mit den analytischen Ergebnissen in Abschnitt 2.2.4 übereinstimmt.

In der Vertikalrichtung hat ein erhöhter Bremsdruck bzw. ein erhöhtes Bremsmoment am Rad nach den Übertragungsfunktionen in Abbildung 2.13 b) einen abschwächenden Effekt auf die bremsmomentinduzierten Schwingungen und Kraftschwankungen und gleichzeitig kaum Einfluss auf die fahrbahninduzierten Schwingungen und Kraftschwankungen im Reifen-Fahrwerk-System. Aufgrund der analytischen Ergebnisse kann es als eindeutig angesehen werden, dass die Schwingungsamplitude der vertikalen Achsresonanz (Mode2) der gekoppelten bremsmoment- und fahrbahninduzierten Schwingung in der Radmitte mit zunehmendem Bremsdruckniveau in der Radbremse abnimmt, während sich die Schwingungsamplitude der vertikalen Gürtelschwingung des Reifens (Mode5) kaum ändert. Die beiden Effekte sind in Abbildung 6.21 und Abbildung 6.22 deutlich zu sehen. Im niedrigen Frequenzbereich der vertikalen Achsresonanz (Mode2) nehmen die Schwingungsamplituden der Vertikalbeschleunigungen an der Messstelle RTM für beide Messreifen mit zunehmendem Bremsdruckniveau ab. Im höheren Frequenzbereich der vertikalen Gürtelschwingung des Reifens (Mode5) ist kaum ein Unterschied zwischen dem gebremsten und ungebremsten Zustand zu erkennen. Die Ergebnisse dieser Untersuchung stimmen mit den analytischen Ergebnissen in Abschnitt 2.2.4 sehr gut überein.

Abbildung 6.23 stellt den Zeitverlauf des Bremsschlupfes und die entsprechende μ -Schupf-Kurve im Vergleich mit der stationären μ -Schupf-Kurve des Reifens (Reifenvermessung) beim stationären Arbeitspunkt (λ_3, μ_3) unter Standardbetriebsbedingung für den Standardreifen BVW dar.

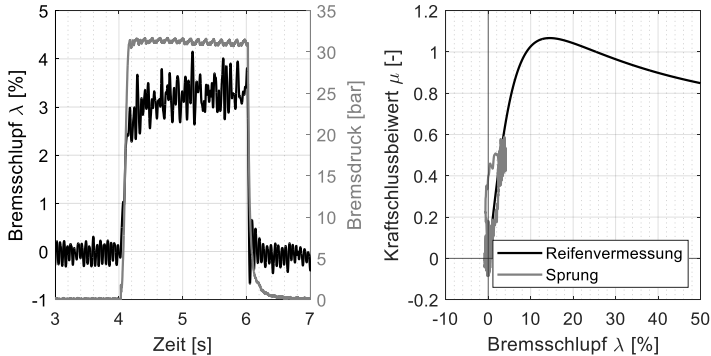


Abbildung 6.23: Bremschlupfverlauf und μ -Schlupf-Kurve bei (λ_3, μ_3) für den Standardreifen BVW

Es ist zu beobachten, dass das Reifen-Fahrwerk-System den definierten stationären Arbeitspunkt auf der μ -Schlupf-Kurve nach einem dynamischen Vorgang des sprungförmigen Druckaufbaus erreicht. Wegen der bremsmoment- und fahrbahninduzierten Schwingungen und Kraftschwankungen schwanken auch der Bremschlupf und somit der Kraftschlussbeiwert μ um den stationären Arbeitspunkt.

6.2.3 Einfluss des stationären Arbeitspunktes

Um den Einfluss des stationären Arbeitspunktes auf die bremsmoment- und fahrbahninduzierten Schwingungen und Kraftschwankungen im Zeitbereich quantitativ zu bewerten, wird hier der in Abschnitt 5.2.1 eingeführte Effektivwert Eff zur Bewertung der Schwingungsstärke an der Radnabe verwendet. Als Basis der Bewertung dienen die gemessenen Längs- und Vertikalbeschleunigungen an der Messstelle RTM in der Druckhaltenphase. Zur Bewertung der Kraftschwankung an der Radnabe kommen die gemessenen Längs- und Vertikallagerkräfte abzüglich der statischen Werte in der Druckhaltenphase zum Einsatz.

In Abbildung 6.24 werden die Effektivwerte Eff der Beschleunigungen und Kräfte an der Radnabe in der Längs- und Vertikalrichtung bei den fünf stationären Arbeitspunkten für den Standardreifen BVW und Runflatreifen BEH dargestellt.

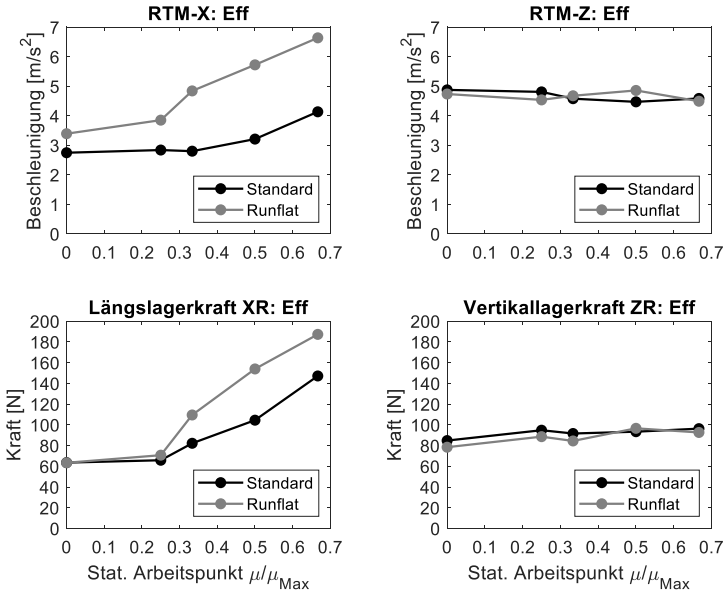


Abbildung 6.24: Eff der Längs- und Vertikalbeschleunigungen an RTM, Eff der Längs- und Vertikallagerkräfte bei fünf stationären Arbeitspunkten für den Standardreifen BVW und den Runflatreifen BEH

Die Kennwerte, die in Abbildung 6.24 über den stationären Arbeitspunkten abgebildet werden, zeigen zunächst die deutliche Zunahme der Schwingungsstärke sowie der Kraftschwankung in der Längsrichtung mit erhöhtem Bremsdruckniveau in der Radbremse. Desweiteren ist in der Vertikalrichtung zu sehen, dass die Schwingungsstärke in der Radmitte sowie die Schwankungsamplitude der Lagerkraft an der Radnabe kaum durch den stationären Bremsdruck in der Radbremse beeinflusst werden. Somit wurde im

Zeitbereich nachgewiesen, dass die longitudinalen Schwingungen und Kraftschwankungen im Reifen-Fahrwerk-System auf einer unebenen Fahrbahn durch den stationären Bremsdruck in der Radbremse während eines Bremsvorgangs negativ beeinflusst werden können. Je höher das stationäre Bremsmoment ist, desto stärker werden die longitudinalen Schwingungen und Kraftschwankungen.

In Abbildung 6.25 werden die Teileffektivwerte der Längs- und Vertikalbeschleunigungen in fünf Frequenzbereiche (vgl. Tabelle 6.6) über den stationären Arbeitspunkten aufgetragen, damit die Einflüsse des stationären Arbeitspunktes auf die jeweiligen Eigenschwingungsmoden charakterisiert werden können. Die Teileffektivwerte stellen die Schwingungsstärke der dabei dominierenden Eigenschwingungen des Reifen-Fahrwerk-Systems dar.

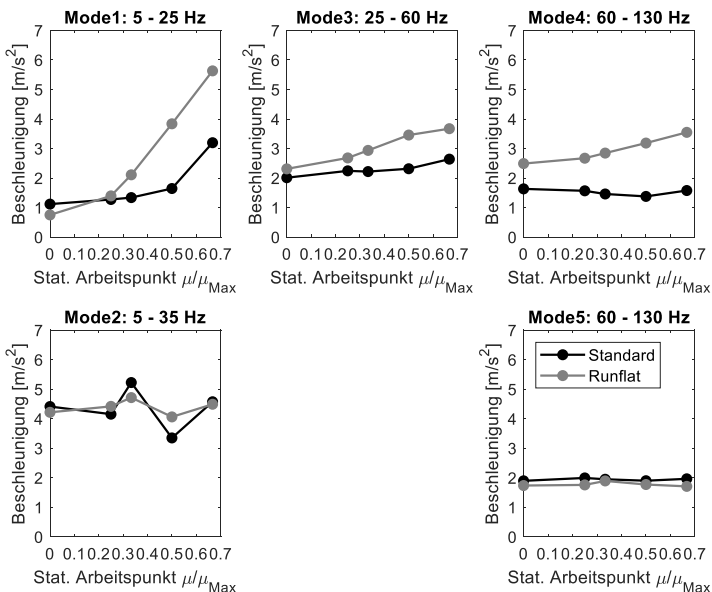


Abbildung 6.25: TEff der Längs- und Vertikalbeschleunigungen an RTM bei fünf stationären Arbeitspunkten für den Standardreifen BVW und den Runflatreifen BEH

Wie aus Abbildung 6.25 hervorgeht, steigen die Schwingungsstärke der longitudinalen Achsresonanz (Mode1), der nullte Torsionsmode des Reifens (Mode3) und der translatorischen bzw. rotatorischen Gürtelschwingung des Reifens (Mode4) mit zunehmendem stationären Bremsdruckniveau beim Bremsvorgang. Je höher der stationäre Bremsdruck in der Radbremse ist, desto stärker werden sowohl die Achs- als auch die Reifendynamik in der Längsrichtung im Reifen-Fahrwerk-System angeregt. Die vertikale Achsresonanz (Mode2) und die vertikale Gürtelschwingung des Reifens (Mode5) verändern sich hingegen nicht signifikant mit Erhöhung des stationären Bremsdrucks.

Ferner ist zu erkennen, dass der Einfluss des stationären Arbeitspunktes auf die bremsmoment- und fahrbahninduzierten Schwingungen und Kraftschwankungen beim Runflatreifen BEH deutlich größer ist als beim Standardreifen BVW. Da die größte Schwingungsamplitude gemäß den Amplitudenspektren in einem niedrigen Frequenzbereich unter 30 Hz liegt, ist dieser Effekt auf die höhere longitudinale Gummisteifigkeit oder Schlupfsteifigkeit des Runflatreifens, die durch die größere Anfangssteigung der μ -Schlupf-Kurve charakterisiert wird, zurückzuführen.

Somit konnten die Ergebnisse der theoretischen Analyse der bremsmoment- und fahrbahninduzierten Schwingungen in Abschnitt 2.2.4 durch die vorliegende experimentelle Untersuchung sowohl im Zeitbereich als auch im Frequenzbereich überprüft werden.

6.3 Bremsung mit Radlastvariation

Das Ziel der vorliegenden Untersuchung ist, die in Abschnitt 6.2 vorgestellte Untersuchung um eine dynamische Radlaständerung zu erweitern, damit das dynamische Verhalten des Reifen-Fahrwerk-Systems bei realen Fahrbahnanregungen und an vordefinierten stationären Arbeitspunkten gleichzeitig auch mit dynamischer Radlaständerung analysiert werden kann. Die Änderung der Umfangskraft und des Bremsschlupfes infolge dynamischer bzw. hochfrequenter Radlaständerungen während des Bremsvorgangs ist dabei zu betrachten.

6.3.1 Methodik der Untersuchung

Für die vorliegende Untersuchung sind am Prüfstand gleichzeitig eine Radlastvariation und eine Druckmodulation umzusetzen.

Radlastvariation

Im Prinzip bestehen am Innentrommelprüfstand folgende zwei Möglichkeiten, um die Radlast während eines Bremsversuchs zu ändern:

- 1) Niederfrequente Anregung (1 - 2 Hz) durch vertikale Verstellung des Prüfstand-Radlastkastens
- 2) Hochfrequente Anregung durch Einbau einer Schlagleiste auf der Innentrommelfahrbahn

Um am Innentrommelprüfstand eine dynamische Radlaständerung bei einem bestimmten stationären Arbeitspunkt umzusetzen, kommt hier nur die zweite Möglichkeit in Frage. Für diese Untersuchung wird die Schlagleiste Nr.3 in Abbildung 5.2 mit der Dimension 10 x 28 mm (Höhe x Breite) und jeweils einer 5 x 5 mm Kante links und rechts auf die Fahrbahn montiert, wie es bereits bei der Untersuchung der Schlagleistenüberfahrten in Kapitel 5 erfolgte.

Druckmodulation

Um das Reifen-Fahrwerk-System auf einen bestimmten stationären Arbeitspunkt bzw. ein bestimmtes Druckniveau einzustellen, werden die gleichen Bremsversuche mit sprungförmigem Druckaufbau wie in Abschnitt 6.2 durchgeführt. Wie in Abbildung 6.26 gezeigt, beginnt der Druckaufbau in der Radbremse zum Zeitpunkt $t = 4$ s und der Druckabbau zum Zeitpunkt $t = 6$ s. Innerhalb dieses Zeitfensters wird der Bremsdruck auf das definierte Niveau eingestellt und konstant gehalten. Die Zeitdauer vom kompletten Aufbau des Bremsdrucks, d. h. das Reifen-Fahrwerk-System ist auf den definierten stationären Arbeitspunkt eingestellt, bis zum Anfang des Druckabbaus ist länger als 1,5 Sekunde. In diesem Zeitraum sind bei der Trommelgeschwindigkeit von 60 km/h bereits drei Trommelumdrehungen zurückzulegen d. h. drei Schlagleistenüberfahrten können erfolgen. Bei höheren Geschwindigkeiten erfolgen

entsprechend mehr Trommelumdrehungen bzw. mehr Schlagleistenüberfahrten.

Somit besteht ein Bremsversuch aus ungebremsten Schlagleistenüberfahrten im Zeitraum von 0 bis 4 sowie von 6,5 bis 11 Sekunden und gebremsten Schlagleistenüberfahrten im Zeitraum von 4 bis 6 Sekunden, wie in Abbildung 6.26 zu sehen ist. Diese beiden Typen der Schlagleistenüberfahrten werden in der vorliegenden Untersuchung betrachtet. Die in Abbildung 6.16 dargestellten stationären Arbeitspunkte werden in der vorliegenden Untersuchung für die Bremsversuche eingestellt.

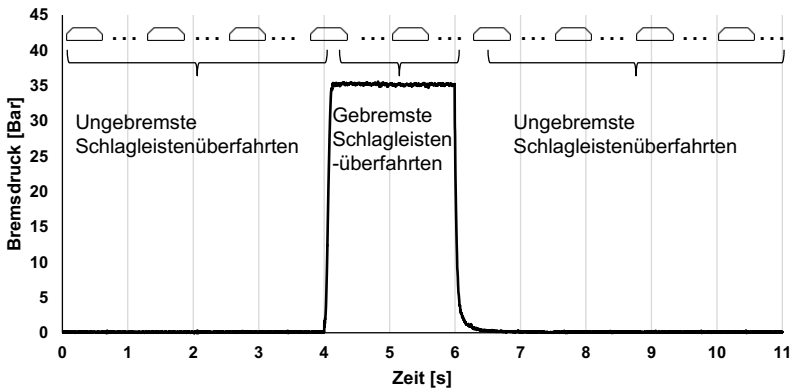


Abbildung 6.26: Ungebremste und gebremste Schlagleistenüberfahrten

Versuchsplan und -durchführung

Die Versuche mit dem Reifen-Fahrwerk-System werden in der vorliegenden Untersuchung mit den Goodyear-Reifen BEH und BVW unter der in Tabelle 5.2 angegebenen Standardbetriebsbedingung durchgeführt. In Tabelle 6.2 werden alle untersuchten Faktoren und Faktorstufen zusammengefasst. Der Bremsschlupf wird nach Formel (3.10) bestimmt.

Tabelle 6.7: Faktoren und Faktorstufen für die Bremsung mit Radlastvariation

Reifen	Stationärer Arbeitspunkt	Fahrbahn	Schlagleiste
BEH	(λ_1, μ_1)	Beton	Nr. 3
BVW	(λ_2, μ_2)		
	(λ_3, μ_3)		
	(λ_4, μ_4)		

6.3.2 Dynamisches Verhalten des Reifen-Fahrwerk-Systems

In diesem Abschnitt wird das dynamische Verhalten des Reifen-Fahrwerk-Systems beim Bremsvorgang mit Radlastvariation bezüglich der Schwingungen und der Kräfte an der Radnabe untersucht. Zur Analyse des dynamischen Verhaltens werden die Längs- und Vertikalbeschleunigung an der Messstelle RTM, die Längskraft am Längslenker und der Vertikalkraft am Top-Mount sowie der Bremsschlupf und die μ -Schlupf-Kurve unter der Standardbetriebsbedingung betrachtet. Wie in Abschnitt 5.3.2 und 5.3.3 erläutert, nehmen im Wesentlichen der Längslenker und das Federbein jeweils die vom Reifen-Fahrbahn-Kontakt in die Karosserie übertragene Längs- und Vertikalkraft auf.

In Abbildung 6.27 und Abbildung 6.28 werden die Längs- und Vertikalbeschleunigung an der Messstelle RTM, die Längskraft am Längslenker (LL) und die Vertikalkraft am Top-Mount (TM) der am stationären Arbeitspunkt (λ_3, μ_3) gebremsten Schlagleistenüberfahrt jeweils für den Standardreifen BVW und den Runflatreifen BEH dargestellt.

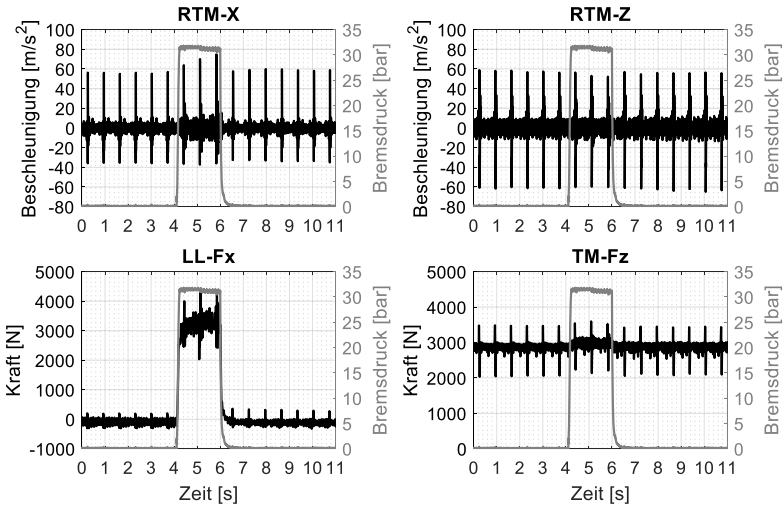


Abbildung 6.27: Längs- und Vertikalbeschleunigung an RTM, Längskraft an LL und Vertikal-
kraft an TM bei (λ_3, μ_3) für den Standardreifen BVW

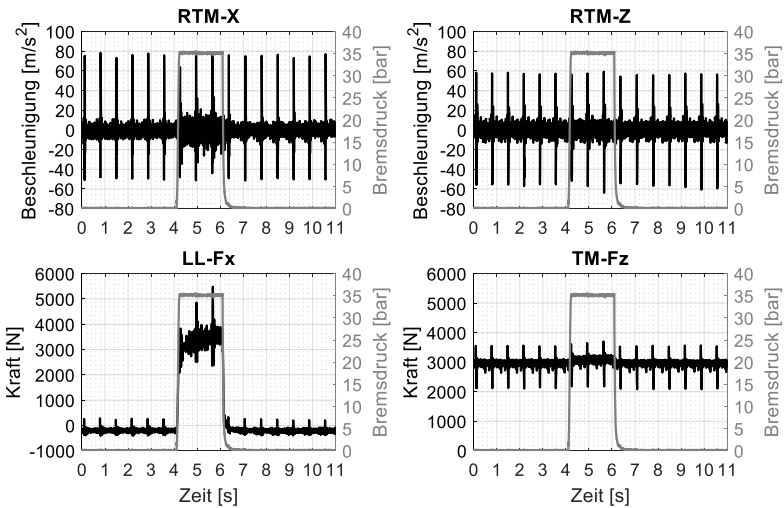


Abbildung 6.28: Längs- und Vertikalbeschleunigung an RTM, Längskraft an LL und Vertikal-
kraft an TM bei (λ_3, μ_3) den Runflatreifen BEH

Wie in Abbildung 6.27 und Abbildung 6.28 zu sehen ist, unterscheiden sich die Amplituden der Längsbeschleunigung an der Messstelle RTM nicht deutlich zwischen gebremstem und ungebremstem Zustand. Die Schwingungsamplitude der Längsbeschleunigung an der Messstelle RTM ist bei der gebremsten Schlagleistenüberfahrt nur leicht größer als die bei der ungebremsten Schlagleistenüberfahrt. Es werden aber große Unterschiede für die Längskraft am Längslenker beobachtet. Im gebremsten Zustand ist die Kraftschwankung wesentlich stärker. In der Vertikalrichtung ist kaum ein Unterschied sowohl für die Vertikalbeschleunigung an der Messstelle RTM als auch für die Vertikallagerkraft zu beobachten.

Um den Unterschied zwischen einzelnen Schlagleistenüberfahrten im gebremsten und ungebremsten Zustand verfolgen zu können, werden in Abbildung 6.29 und Abbildung 6.30 jeweils die Zeitverläufe und Amplitudenspektren der Längs- und Vertikalbeschleunigungen an RTM sowie der Längskräfte am Längslenker (LL) und der Vertikalkräfte am Top-Mount (TM) bei einer gebremsten und ungebremsten Schlagleistenüberfahrt für den Standardreifen BVW dargestellt. Für den Runflatreifen BEH wird das gleiche in Abbildung 6.31 und Abbildung 6.32 gezeigt.

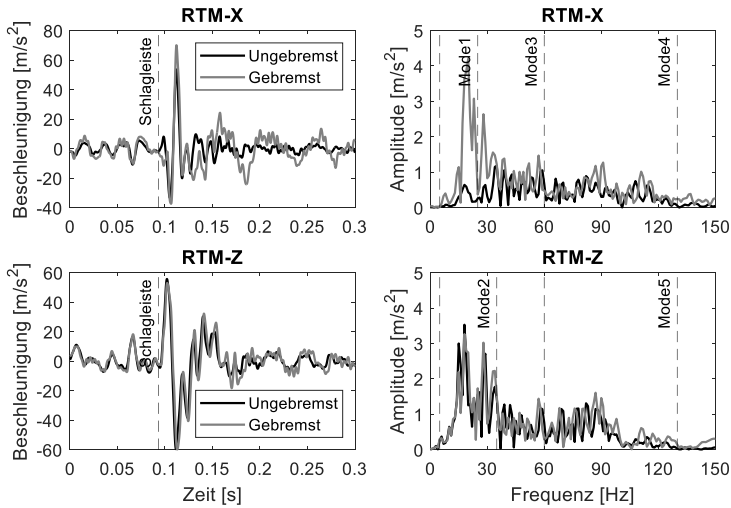


Abbildung 6.29: Zeitverläufe und Amplitudenspektren der Längs- und Vertikalbeschleunigungen an RTM für den Standardreifen BVW

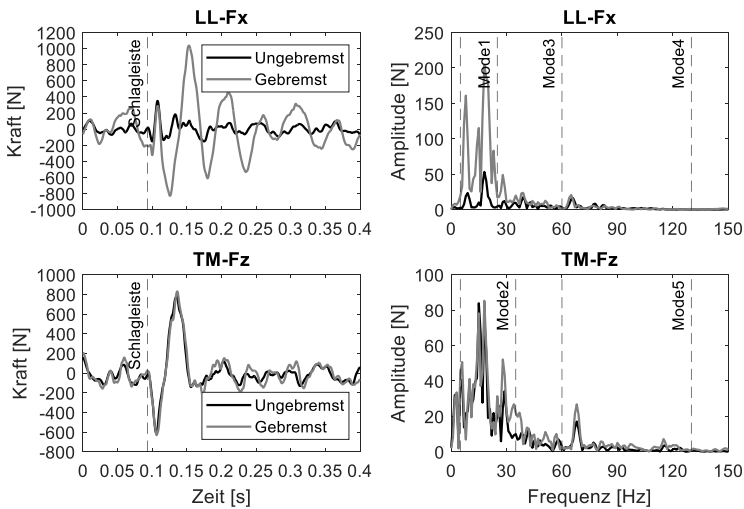


Abbildung 6.30: Zeitverläufe und Amplitudenspektren der Längskräfte an LL und Vertikalkräfte an TM für den Standardreifen BVW

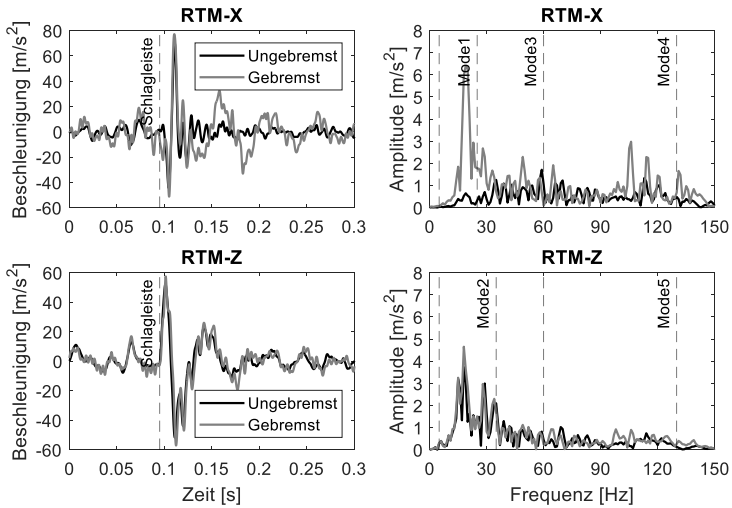


Abbildung 6.31: Zeitverläufe und Amplitudenspektren der Längs- und Vertikalbeschleunigungen an RTM für den Runflatreifen BEH

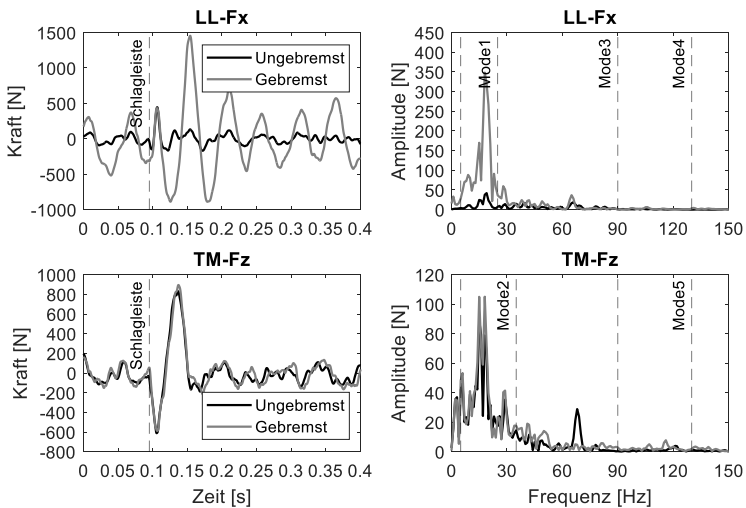


Abbildung 6.32: Zeitverläufe und Amplitudenspektren der Längskräfte an LL und Vertikalkräfte an TM für den Runflatreifen BEH

Eine Betrachtung der Zeitverläufe der Längsbeschleunigung und -kraft zeigt, dass die großen Unterschiede der Schwingungen und Kraftschwankungen zwischen der gebremsten und ungebremsten Schlagleistenüberfahrt erst nach dem Überrollen des Reifens über die Schlagleiste stattfinden. Nach den Ergebnissen der Amplitudenspektren werden die großen Schwingungs- und Kraftschwankungsamplituden durch die Anregung der longitudinalen Achsresonanz (Mode1) verursacht. In der Vertikalrichtung ist kaum ein Unterschied zwischen der gebremsten und ungebremsten Schlagleistenüberfahrt zu erkennen. Dieses Ergebnis stimmt mit der Analyse des Einflusses des stationären Arbeitspunktes auf die fahrbahninduzierten Schwingungen und Kraftschwankungen im Reifen-Fahrwerk-System in Abschnitt 6.2 überein.

In [Zege98] werden Reifen am Reifenprüfstand montiert und die Achse in Hubrichtung fixiert. Es werden Schlagleistenüberfahrten mit Reifen bei einem Bremsvorgang mit einem konstantem Bremsmoment am Rad durchgeführt. Die Ergebnisse zeigen, dass die Amplituden des dynamischen Verhaltens vom Reifen durch das Bremsmoment kaum beeinflusst werden, wenn die Radachse in Längs- und Vertikalrichtung fixiert ist. Der Vergleich der Ergebnisse in [Zege98] und der vorliegenden Untersuchung führt zur Feststellung, dass sich die Unterschiede zwischen der gebremsten und ungebremsten Schlagleistenüberfahrt hauptsächlich aus dem zusätzlichen longitudinalen Freiheitsgrad der Achse bzw. der Anregung der longitudinalen Achsresonanz ergeben.

6.3.3 Einfluss der dynamischen Radlaständerung

In der Doktorarbeit von Niemz [Niem06] wird der Effekt, den eine Radlaständerung auf die Bremskraft sowie den Bremsschlupf zwischen Reifen und Fahrbahn während eines Bremsvorgangs auf der ebenen Fahrbahn hat, theoretisch beschrieben. Zur Erklärung des Effektes werden vier Zustände eingeführt, die mit A bis D in Abbildung 6.33 auf der Umfangskraft-Schlupf-Kurve bezeichnet werden.

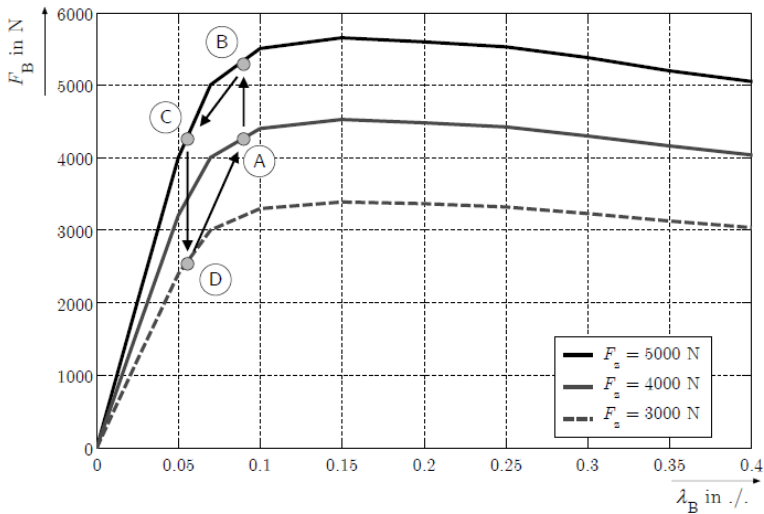


Abbildung 6.33: Umfangskraft-Schlupf-Kurve mit Radlaständerung, nach [Niem06]

Geht man von einer Abbremsung mit einem konstanten Bremsmoment auf einer unebenen Fahrbahn aus, ändern sich die Reifenbetriebspunkte im Umfangskraft-Schlupf-Kennfeld. Nach Abbildung 6.33 findet ein Kreislauf des Zustandes von A nach B, von B nach C, von C nach D und dann wieder von D nach A statt, wenn Radlastschwankungen während eines Bremsvorgangs auftreten. Die Radlaständerung beginnt hier mit einer Erhöhung.

- A. Beim Zustand A stellt sich das Rad in einem stationären Zustand bei einem bestimmten Radbremschlupf und einer bestimmten Umfangskraft in der Nähe vom Maximum der Umfangskraft-Schlupf-Kurve ein.
- B. Eine schnelle Radlasterhöhung um einen Wert $\Delta F_z > 0$ verursacht eine sofortige Erhöhung der Bremskraft um $\Delta F_B > 0$, während der Radbremschlupf wegen der Massenträgheit des Rades unverändert bleibt. Die erhöhte Bremskraft führt nun zu einer Drehzahlerhöhung

des Rades entgegen der Massenträgheit und damit zu einer Schlupfverringering. Diese Änderung des Radbremsschlupfs kann durch Formel (6.9) berechnet werden.

- C. Bleibt das Bremsmoment am Rad während der Radlaständerung konstant, ist die Bremskraft zwischen Reifen und Fahrbahn, die zum Halten eines stationären Zustands benötigt wird, immer noch gleich der Bremskraft beim Zustand A. Daher nimmt die Bremskraft zusammen mit dem Radbremsschlupf ab, bis der Zustand C erreicht wird.
- D. Da der Mittelwert der Radlast über die Zeit konstant bleiben muss, muss einer Erhöhung der Radlast immer eine Absenkung folgen, die die Radlast auf ein niedrigeres Niveau als der Mittelwert bringt. Sinkt die Radlast um $2\Delta F_z$ ab, nimmt die Bremskraft sofort um $2\Delta F_B$ ab, während die für den stationären Zustand benötigte Bremskraft immer noch gleich der Bremskraft beim Zustand A bleibt.
- A. Der Radbremsschlupf nimmt durch die Abnahme der Bremskraft nach Formel (6.9) wieder zu (da das Bremsmoment konstant ist), bis der gleiche Radbremsschlupf wie beim Zustand A erreicht wird. Zum Ende des Kreislaufs wird die gleiche Bremskraft wie beim originalen Zustand entsprechend des Radbremsschlupfs wieder aufgebaut.

Nach Angabe von [Niem06] erfolgt die Bremschlupfänderung $\Delta\lambda_B$ aus der Integration der Bremskraftänderung ΔF_B , wenn beim konstanten Bremsmoment eine plötzliche Bremskraftänderung vorgekommen ist:

$$\Delta\lambda_B = -\frac{r_{dyn}^2}{J_R v_x} \int \Delta F_B dt \quad (6.9)$$

wobei r_{dyn} den dynamischen Rollhalbmesser, J_R das Massenträgheitsmoment des Rades und v_x die Fahrzeuggeschwindigkeit darstellt.

Wird angenommen, dass die Bremskraftänderung durch eine plötzliche Änderung der Radlast ΔF_z mit dem aktuellen Kraftschlussbeiwert μ zwischen Reifen und Fahrbahn verursacht wird, kann die Vertikaldynamik durch die folgende Gleichung mit der Längsdynamik verbunden werden:

$$\Delta\lambda_B = -\frac{r_{dyn}^2}{J_R v_x} \int (\mu \cdot \Delta F_z) dt = -\frac{\mu r_{dyn}^2}{J_R v_x} \int \Delta F_z dt \quad (6.10)$$

Nach Formel (6.10) wird die Bremsschlupfänderung $\Delta\lambda_B$, die die Längsdynamik des Fahrzeugs beeinflusst, durch das Integral der Radlaständerung ΔF_z mit der Vertikaldynamik verknüpft. Da das Integral die Eigenschaft der Tiefpassfilterung besitzt, werden die niederfrequenten Anteile der dynamischen Radlast durch das Integral stärker gewichtet. Dies bedeutet, dass eine hochfrequente Radlastschwankung den Bremsschlupf nicht so stark wie eine niederfrequente Radlaständerung beeinflussen kann. Im Folgenden ist dieser Effekt mit Hilfe der Messergebnisse zu überprüfen.

In Abbildung 6.34 werden die umgerechnete Umfangskraft F_x , die Radlast F_z , der Bremsschlupf λ und die μ -Schlupf-Kurve der am stationären Arbeitspunkt (λ_3, μ_3) gebremsten Schlagleistenüberfahrt für den Standardreifen BVW dargestellt.

Aus den Ergebnissen in Abbildung 6.34 wird ersichtlich, dass die hochfrequente Radlaständerung während des stationären Bremsvorgangs bzw. beim stationären Bremsmoment hochdynamische Schlupf- und Umfangskraftänderungen im Vergleich zur stationären Umfangskraft-Schlupf-Kurve des Reifens verursacht. Die Schleife der Umfangskraftänderung, wie in Abbildung 6.33 gezeigt, wird bei der hochfrequente Radlaständerung ebenfalls beobachtet. Die Abweichungen der transienten Umfangskraftänderung von der stationären Umfangskraft-Schlupf-Kurve des Reifens sind aber nur kurzzeitig und die Umfangskraft ist schnell wieder auf den Anfangszustand zurückkehrt. Davon ausgehend ist anzunehmen, dass der Mittelwert der Bremskraft $F_{x,Mit}$ bzw. des Kraftschlussbeiwertes μ_{Mit} eines Bremsvorgangs mit hochfrequenter Radlaständerung trotz der hochdynamischen Schlupf- und Umfangskraftänderung nicht signifikant von dem ohne hochfrequente Radlaständerung abweichen sollte. Der Mittelwert der Bremskraft $F_{x,Mit}$ bzw. des Kraftschlussbeiwertes μ_{Mit} sollte auf der stationären μ -Schlupf-Kurve bleiben. Im Folgenden ist diese Annahme mit Messergebnissen zu überprüfen. Zur Überprüfung dieser

Annahme werden die Mittelwerte der Umfangskraft $F_{x,Mit}$ und des Kraftschlussbeiwertes μ_{Mit} für die Bremsvorgänge im Zeitraum der Druckhaltphase mit und ohne Schlagleistenüberfahrt ermittelt.

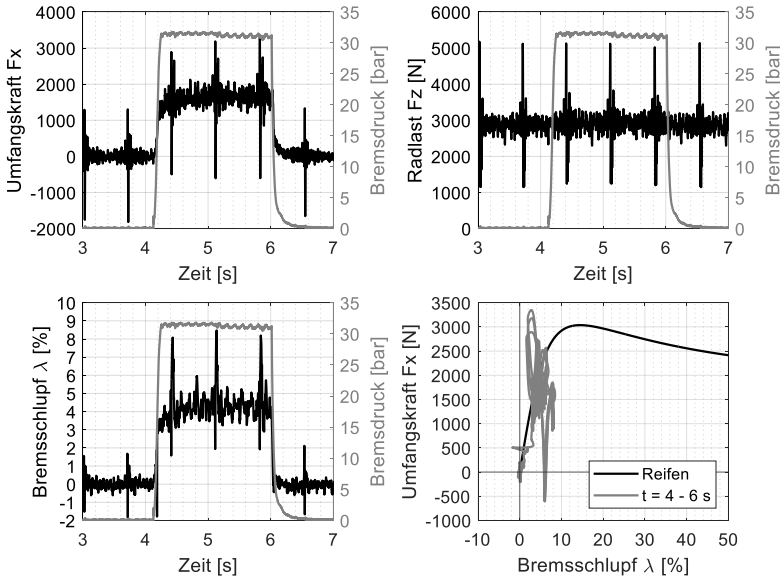


Abbildung 6.34: Umfangskraft, Radlast, Bremsschlupf und μ -Schlupf-Kurve der an (λ_3, μ_3) gebremsten Schlagleistenüberfahrt für den Standardreifen BVW

In Abbildung 6.35 werden nicht nur die Mittelwerte der Umfangskraft $F_{x,Mit}$ und des Kraftschlussbeiwertes μ_{Mit} , sondern auch der mittlere Bremsdruck p_{Mit} und der Bremsschlupf λ_{Mit} der Bremsung ohne und mit Schlagleistenüberfahrt für den Standardreifen BVW und den Runflatreifen BEH miteinander verglichen.

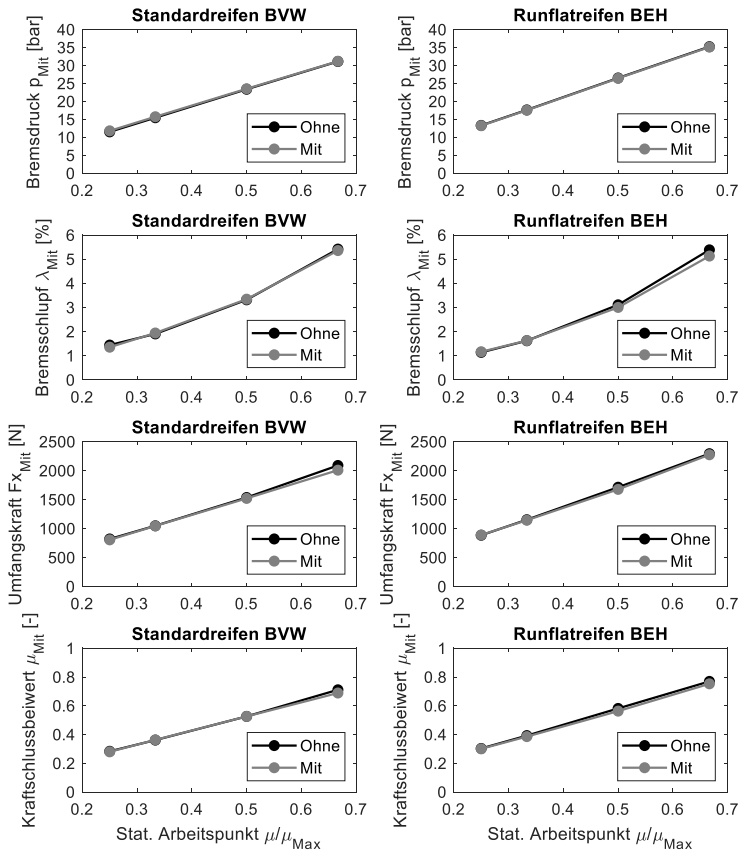


Abbildung 6.35: Mittelwerte des Bremsdrucks, des Bremsschlupfes, der Umfangskraft und des Kraftschlussbeiwertes der Bremsung ohne und mit Schlagleistenüberfahrt für den Standardreifen BVW und den Runflatreifen BEH

Die Übereinstimmung der mittleren Bremsdrücke p_{Mit} ohne und mit Schlagleiste bestätigt, dass die beiden Bremsvorgänge exakt auf demselben stationären Druckniveau gebremst werden.

Die Übereinstimmung der mittleren Bremsschlupfe λ_{Mit} , der mittleren Umfangskräfte $F_{x,Mit}$ und der mittleren Kraftschlussbeiwerte μ_{Mit} der Bremsung ohne und mit Schlagleistenüberfahrt bei allen stationären Arbeitspunkten und beiden Reifen zeigt, dass die durch die einzelne Schlagleiste induzierte hochfrequente Radlaständerung kaum Einfluss auf die zwischen Reifen und Fahrbahn übertragene mittlere Umfangskraft während des Bremsvorgangs hat.

Somit kann festgehalten werden, dass hochfrequente Radlastschwankungen die Bremskraft zwischen Reifen und Fahrbahn nicht so stark wie niederfrequente Radlaständerungen beeinflussen können.

7 Optimierte Ansteuerung der hydraulischen Bremsanlage

Dieses Kapitel behandelt die Bearbeitung der zweiten Forschungsfrage (vgl. Abschnitt 1.3). Während in Kapitel 2 die Optimierungsmöglichkeiten des Bremsvorgangs analysiert werden und auf Basis dessen die möglichen Maßnahmen zur Optimierung der ABS-Regelung diskutiert werden, sollen in diesem Kapitel die in Abschnitt 2.3.3 diskutierten Verbesserungskonzepte experimentell überprüft werden. Hierzu werden die Auswirkungen von Modifikationen an den Komponenten des ABS-Regelkreises und den zwischen den Komponenten übertragenen Größen am Prüfstand untersucht und die noch bestehenden Optimierungspotenziale bestimmt. Im Abschnitt 7.1 wird auf Basis der in Abschnitt 3.3 entwickelten modifizierten hydraulischen ABS-Bremsanlage ein ABS-Regelkreis mit drei wichtigen Berechnungsmodulen (Schlupfberechnung, Bremsschlupfregler und Ventilansteuerung) am Innentrommelprüfstand umgesetzt. In Abschnitt 7.2 werden Bremsversuche mit ABS-Regelung durchgeführt. Dabei werden die Regelgüte des ABS-Regelkreises sowie das dynamische Verhalten des Reifen-Fahrwerk-Systems bei dynamischer Anregung der ABS-Druckmodulation untersucht. In Abschnitt 7.3 wird das erste Verbesserungskonzept bezüglich des Schlupfberechnungsmoduls des ABS-Regelkreises untersucht. Das erzielte Optimierungspotenzial wird dabei analysiert. Für das Modul des Bremsschlupfreglers wird in Abschnitt 7.4 das zweite Verbesserungskonzept im Zusammenhang mit der Zustandsregelung untersucht. Ein zusätzlicher Zustandsregler wird mit dem Bremsschlupfregler des ABS-Regelkreises gekoppelt. Dabei werden die Zustandsänderungen des Reifen-Fahrwerk-Systems, die während der ABS-Bremmung aufgrund dieser Kopplung auftreten, und das daraus erzielte Optimierungspotenzial hinsichtlich der ABS-Regelgüte analysiert. Neben den Bremsversuchen am Prüfstand werden in Abschnitt 7.5 auch simulationsgestützte Untersuchungen zu den Betriebs- sowie Fahrbahnbedingungen durchgeführt, die aus verschiedenen Gründen nicht am Prüfstand untersucht werden können.

7.1 Umsetzung des ABS-Regelkreises am Prüfstand

Gemäß Anforderung der zweiten Forschungsfrage (vgl. Abschnitt 1.3) soll ein ABS-Bremssystem am Prüfstand als Plattform bzw. als Ausgangszustand für die weiteren Optimierungen umgesetzt werden. Der Aufbau der modifizierten hydraulischen ABS-Bremsanlage am Prüfstand in Abschnitt 3.3 ist hardwaremäßig einsatzbereit für die Umsetzung der ABS-Regelung. Auf Basis dieser wird in diesem Abschnitt deren Weiterentwicklung zu einem ABS-Regelkreis am Prüfstand vorgestellt. Dabei wird die softwaremäßige Implementierung der ABS-Funktion beschrieben sowie ein Vergleich dieses ABS-Regelkreises am Prüfstand mit dem in Abschnitt 2.3.1 vorgestellten allgemeinen ABS-Regelkreis gegeben.

7.1.1 Aufbau des ABS-Regelkreises

Auf Basis des in Abbildung 2.14 dargestellten allgemeinen ABS-Regelkreises im realen Fahrzeug wird am Innentrommelprüfstand ein davon abweichender ABS-Regelkreis mit ähnlichen Bestandteilen umgesetzt. Der Aufbau dieses ABS-Regelkreises am Prüfstand ist in Abbildung 7.1 dargestellt.

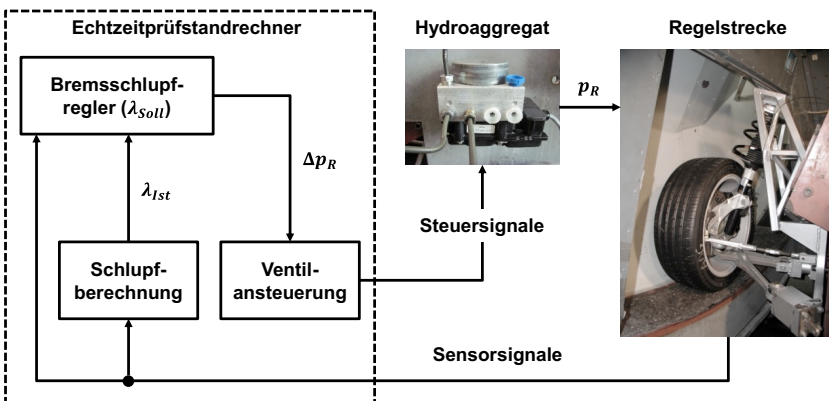


Abbildung 7.1: Schematische Darstellung des ABS-Regelkreises am Innentrommelprüfstand

Wie in Abbildung 7.1 gezeigt, besteht der ABS-Regelkreis am Prüfstand aus der Regelstrecke, dem Hydroaggregat, dem Echtzeit-Prüfstandrechner und den dazwischen übertragenen Größen.

Wie in Abschnitt 2.3.1 beschrieben, bildet die Regelstrecke im allgemeinen ABS-Regelkreis nur die Raddynamik mit zwei Freiheitsgraden ω_R und $\dot{\omega}_R$ um die Querachse ab. Es wird aber in Abschnitt 2.3.3 vorgeschlagen, dass die Regelstrecke nicht nur die Raddynamik, sondern auch die Reifen- und Radaufhängungsdynamik zur Optimierung der ABS-Regelung berücksichtigen soll. Aus diesem Grund wird die Regelstrecke im ABS-Regelkreis am Prüfstand aus dem Reifen-Fahrwerk-System, der am Reifen-Fahrwerk-System aufgetragenen Radlast, der Radbremse und der Interaktion zwischen Reifen und Fahrbahn dargestellt. Die Sensorsignale wie z. B. die Drehzahl und der Bremsdruck in der Radbremse werden durch die in Abschnitt 3.2.3 vorgestellte Messtechnik erfasst und in den Echtzeitprüfstandrechner zur Datenverarbeitung weitergeleitet.

Das originale ABS-Hydroaggregat wird in Abschnitt 3.3.2 für die Prüfstandmessung so modifiziert, dass die inneren Magnetventile einzeln direkt mit Hilfe der Betriebsspannungen aus dem Echtzeitprüfstandrechner angesteuert werden können. Infolge der Änderungen der Ventilzustände ändert sich der Hydraulikdruck des Hydroaggregats und dementsprechend der Bremsdruck in der Radbremse. Die Analyse bzw. Charakterisierung der modifizierten hydraulischen ABS-Bremsanlage in Abschnitt 3.3.4 zeigt, dass die Variante A der Bremsleitung (vgl. Abbildung 3.18), in der nur der Bremskreis 1 eingesetzt wird, für die Anwendung mit häufigen Druckschwankungen in der Bremsleitung am besten geeignet ist. Da die ABS-Bremsung wegen der Druckmodulation genau diesem Fall entspricht, kommt die Variante A der Bremsleitung im ABS-Regelkreis am Prüfstand zum Einsatz. In Abschnitt 3.3.2 wird erläutert, dass in der Variante A nur das Einlass- und Auslassventil in dem Kanal des Bremskreises, an dem das Rad angeschlossen ist, jeweils getrennt mit einer individuellen Steuersignalleitung verbunden werden. Durch die unabhängige Ansteuerung beider Magnetventile kann während einer Bremsung die erforderliche Druckmodulation umgesetzt werden. Das Einlass- und Auslassventil in dem anderen Kanal des Bremskreises, an dem die Rückführleitung der

Bremsflüssigkeit angeschlossen ist, sind gemeinsam mit einer einzigen Steuersignalleitung verbunden und können während einer Bremsung konstant bestromt werden. Um die Stellgröße aus dem Bremsschlupfregler schnell und präzise in einen Solldruck umzusetzen, soll eine softwaremäßig optimierte Ventilansteuerungsmethode entwickelt und im Echtzeitprüfstandrechner programmiert werden.

Der Echtzeitprüfstandrechner übernimmt die Verarbeitung der Informationen von Sensoren sowie die mathematischen Rechengänge, welche normalerweise vom elektronischen ABS-Steuergerät im Serienprodukt des ABS-Bremssystems übernommen werden, und generiert die Ansteuersignale für das Hydroaggregat und das Luftventil. Der gesamte Rechengang wird durch folgende drei Berechnungsmodule ausgeführt. Diese drei Berechnungsmodule lassen sich mit Hilfe der Systemdesignsoftware NI LabVIEW im Echtzeitprüfstandrechner darstellen.

- Das Modul der Schlupfberechnung nimmt die gemessenen Sensorsignale aus der Regelstrecke als Eingang auf, bestimmt den aktuellen Schlupfwert λ_{Ist} als Regelgröße nach der programmierten Methode und leitet das Ergebnis zum nächsten Modul als Ausgang weiter.
- Das Modul des Bremsschlupfreglers nimmt den aktuellen Schlupfwert λ_{Ist} sowie die Sensorsignale aus der Regelstrecke als Eingang auf, bestimmt die Stellgröße Δp_R nach dem programmierten Regelalgorithmus und leitet das Ergebnis zum nächsten Modul als Ausgang weiter.
- Das Modul der Ventilansteuerung nimmt die Stellgröße als Eingang auf, bestimmt die Betriebsspannungen der jeweiligen Magnetventile nach der programmierten Ansteuerungsmethode und leitet die Ansteuersignale zur Ausführung zum Hydroaggregat weiter.

Im Folgenden werden die Aufgaben und die Entwicklung der jeweiligen Berechnungsmodule detailliert beschrieben.

7.1.2 Modul der Schlupfberechnung

Zur Verwirklichung des Regelkonzeptes erfolgt während der ABS-Bremmung eine kontinuierliche Schlupfberechnung nach einer definierten Methode. In einem Serien-ABS/ESP-Bremssystem wird die Fahrzeuggeschwindigkeit durch die Anpassungsphasen geschätzt (vgl. Abschnitt 2.3.1) und demnach der Bremschlupf mit Hilfe der gemessenen Drehzahl nach Formel (1.2) bestimmt. Anders als im realen Fahrzeug ergibt sich der Bremschlupf am Prüfstand aus der eingestellten Trommelgeschwindigkeit V_F , dem dynamischen Rollhalbmessers r_{dyn} aus einer Reifenvermessung und der am Rad gemessene Radrehwinkelgeschwindigkeit ω_R :

$$\lambda = \frac{V_F - r_{dyn}\omega_R}{V_F} \cdot 100\% \quad (7.1)$$

Der nach Formel (7.1) berechnete Bremschlupf λ wird als die Standardkonfiguration dieses Moduls angenommen, davon ausgehend ist die erste Optimierungsmaßnahme in Abschnitt 7.3 zu entwickeln. Der aus diesem Modul folgende Bremschlupfwert wird als Itschlupf λ_{Ist} bezeichnet und als Eingangsgröße an den Bremschlupfregler weitergeleitet.

7.1.3 Modul des Bremschlupfreglers

Um die ABS-Funktion umzusetzen und gleichzeitig die Anforderungen der modifizierten hydraulischen ABS-Bremsanlage am Prüfstand zu erfüllen, wird im Echtzeitprüfstandrechner auf Basis des beim Serienprodukt (Bosch-ESP8/ABS8) unterlagerten Bremschlupfreglers, der in Abschnitt 2.3.2 vorgestellt wird, ein davon abweichender Bremschlupfregler eingesetzt. Im Folgenden werden die vorgenommenen Modifikationen im Vergleich zum originalen Bremschlupfregler beschrieben.

Zwei Regelalgorithmen, PID und Sliding-Mode, die in der Literatur häufig für den Entwurf des ABS-Reglers zum Einsatz kommen, werden im Berechnungsmodul des Bremschlupfreglers zum Vergleich eingebaut. Die Implementierung beider Regler wird im Folgenden diskutiert.

PID-Regler

Der PID-Regler wird gemäß der Beschreibung in Abschnitt 2.3.2 bereits im Bremsschlupfregler der heutigen ABS-/ESP-Serienprodukte integriert. Um diesen PID-Regler auch für den Bremsschlupfregler im ABS-Regelkreis am Prüfstand aufzubauen, sollen auf Basis des PID-Reglers in Abschnitt 2.3.2 noch einige Änderungen vorgenommen werden.

Da es kein Motormoment gibt, berechnet sich die stationäre Bremskraft nach Formel (2.53) als:

$$F_B = c_p \cdot \frac{p_R}{r_{dyn}} + \frac{J_R}{r_{dyn}^2} \cdot \dot{v}_R = c_p \cdot \frac{p_R}{r_{dyn}} + \frac{J_R}{r_{dyn}} \cdot \dot{\omega}_R \quad (7.2)$$

Hierbei ist c_p der Bremsenkennwert, p_R der Radbremszylinderdruck, r_{dyn} der dynamische Rollhalbmesser, J_R das Radträgheitsmoment, v_R und ω_R jeweils die Radumfangs- und Raddrehgeschwindigkeit.

Der Bremsenkennwert bezeichnet den Übersetzungsfaktor zwischen dem Hydraulikdruck im Radbremszylinder und dem daraus folgenden Bremsmoment am Rad. Er ergibt sich wie folgt aus der Multiplikation der wirksamen Bremskolbenfläche A_{Bk} , dem effektiven Bremsradius $r_{Bs,med}$ und dem Reibwert der beiden Bremsbeläge ($2 \cdot \mu_B$):

$$c_p = A_{Bk} \cdot r_{Bs,med} \cdot C^* = A_{Bk} \cdot r_{Bs,med} \cdot (2 \cdot \mu_B) \quad (7.3)$$

Die drei Parameter A_{Bk} , μ_B und $r_{Bs,med}$ in Formel (7.3) werden durch Messung an der verwendeten Scheibenbremse in Labor bestimmt.

Der Bremsdruck p_R in Formel (7.2) kann während der Messung durch den eingebauten Drucksensor erfasst werden. Der dynamische Rollhalbmesser r_{dyn} wird durch die Reifenvermessung ermittelt. Das Trägheitsmoment des drehenden Teils des Reifen-Fahrwerk-Systems um die Drehachse J_R wird von den technischen bzw. gemessenen Daten der untersuchten McPherson-Radaufhängung, der Felge und des Reifens bestimmt.

Ausgehend von der gefilterten Bremskraft F_{BF} (siehe Gleichung (7.13)) wird entsprechend der Schlupfregelabweichung $\Delta\lambda = \lambda_{Soll} - \lambda_{Ist}$ über ein PID-Regelgesetz das Sollmoment am Rad $M_{R,Soll}$ nach Formel (2.55) gebildet.

$$\begin{aligned}
 M_{R,Soll} = & F_{BF} \cdot r_{dyn} - \frac{J_R}{r_{dyn}} \cdot (1 - \lambda) \cdot \dot{v}_{R,Free} + K_P \\
 & \cdot (\lambda_{Soll} - \lambda_{Ist}) \cdot r_{dyn} + K_D \\
 & \cdot (\dot{v}_R - \dot{v}_{R,frei}) \cdot \frac{J_R}{r_{dyn}} + K_I \cdot c_p \\
 & \cdot SUM\{(\lambda_{Soll} - \lambda_{Ist}) \cdot T\}
 \end{aligned} \tag{7.4}$$

wobei die Umfangsgeschwindigkeit des freirollenden Rades $v_{R,frei}$ gleich der Trommelgeschwindigkeit bzw. Fahrbahngeschwindigkeit V_F ist. Da die Trommelgeschwindigkeit während der Bremsung konstant gehalten wird, ergibt sich die Ableitung der Umfangsgeschwindigkeit des freirollenden Rades $\dot{v}_{R,frei}$ zu null. Damit der PID-Regler funktioniert, müssen die Parameter K_P , K_I und K_D durch geeignete Einstellregeln abgestimmt werden.

Um ein passendes Radbremsmoment einzustellen, muss das aktuelle Bremsmoment durch den Bremsdruck entsprechend verändert werden:

$$\begin{aligned}
 p_{R,Soll} = \frac{M_{R,Soll}}{c_p} = & \frac{F_{BF} \cdot r_{dyn}}{c_p} - \frac{J_R}{r_{dyn} \cdot c_p} \cdot (1 - \lambda) \cdot \dot{v}_{R,Free} \\
 & + \frac{K_P}{c_p} \cdot (\lambda_{Soll} - \lambda_{Ist}) \cdot r_{dyn} + \frac{K_D}{c_p} \cdot \dot{\omega}_R \cdot J_R \\
 & + K_I \cdot SUM\{(\lambda_{Soll} - \lambda_{Ist}) \cdot T\}
 \end{aligned} \tag{7.5}$$

Der vom Regler geforderte Solldruck in den Radbremszylindern wird über die Bremshydraulik und die zugehörige Ventilansteuerung eingestellt. Die Stellgröße im Bremsschlupfregler ergibt sich aus der Druckdifferenz zwischen dem Soll- und Ist-Bremsdruck im Radbremszylinder:

$$\Delta p_R = p_{R,Soll} - p_{R,Ist} \tag{7.6}$$

mit $\Delta p_R > 0$: Druckaufbau, $\Delta p_R = 0$: Druckhalten und $\Delta p_R < 0$: Druckabbau.

Das PID-Regelgesetz ist nach seinen drei Korrektur-Termen benannt, deren Summe die Stellgröße des Regelkreises darstellt. Wird $u(t)$ als Ausgang des Reglers definiert, kann die endgültige Form eines klassischen PID-Reglers wie folgt ausgedrückt werden:

$$u(t) = K_p \cdot e(t) + K_i \cdot \int_0^t e(\tau) d\tau + K_d \cdot \frac{d}{dt} e(t) \quad (7.7)$$

wobei K_p der Proportionalregler und der erste Abstimmungsparameter, K_i der Integralregler und der zweite Abstimmungsparameter, K_d der Differenzialregler und der dritte Abstimmungsparameter und e der Regelfehler ist.

Zur Ermittlung der PID-Parameter in Formel (7.7) sind in der Literatur viele Methoden zu finden [Astr95], [Zhon06]. Davon sind die Einstellregeln von Ziegler-Nichols sehr leistungsfähig und führen häufig zu brauchbaren Regelungen in der Praxis. Aus diesem Grund wird die Abstimmung der PID-Parameter nach der Ziegler-Nichols-Methode mit der Regelstrecke am Prüfstand durchgeführt. Die Einstellung beginnt mit dem einfachen Proportionalregler K_p , während die anderen beiden Parameter K_i und K_d auf null gesetzt werden. Der Parameter K_p wird von null solange erhöht, bis eine stationäre Schwingung bzw. Schwingung mit konstanter Amplitude in den Ausgängen der Regelstrecke entsteht. Die Stabilitätsgrenze ist dabei erreicht. Der Parameter K_p , bei dem die stationäre Schwingung auftritt, wird als die ultimative Verstärkung K_u bezeichnet. Die Periodendauer der stationären Schwingung wird als T_u bezeichnet. Abbildung 7.2 stellt den Einstellungsprozess dar.

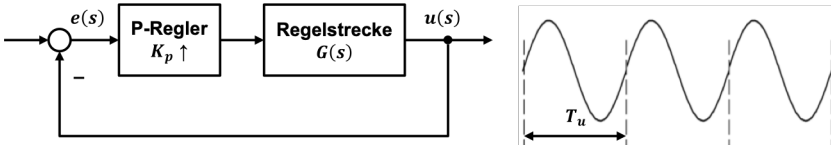


Abbildung 7.2: Geschlossener Kreis mit einem P-Regler variabler Verstärkung

Hier ist auch ein Nachteil dieses Verfahrens zu erkennen, dass Experimente mit dem Prozess durchgeführt werden müssen, die bis an den Rand der Stabilität gehen. Man muss während dieses Prozesses den Parameter sehr vorsichtig erhöhen, damit die Regelstrecke bzw. das Reifen-Fahrwerk-System nicht in eine kritische Situation übergeht. Wenn die Werte K_u und T_u ermittelt wurden, lassen sich die drei PID-Parameter in Abhängigkeit vom Reglertyp aus Tabelle 7.1 ablesen.

Tabelle 7.1: Ziegler-Nichols-Methode für verschiedene Reglertypen, nach [Micr1]

Reglertyp	Parameterabstimmung		
	K_p	K_i	K_d
Klassisch Ziegler-Nichols	$0,6 \cdot K_u$	$0,5 \cdot T_u$	$0,125 \cdot T_u$
Pessen Integralgesetz	$0,7 \cdot K_u$	$0,4 \cdot T_u$	$0,15 \cdot T_u$
Einige Überschwingung	$0,33 \cdot K_u$	$0,5 \cdot T_u$	$0,33 \cdot T_u$
Keine Überschwingung	$0,2 \cdot K_u$	$0,5 \cdot T_u$	$0,33 \cdot T_u$

Für den PID-Regler im ABS-Regelkreis am Prüfstand wird die klassische Ziegler-Nichols-Methode angenommen. Mit Berücksichtigung der unterschiedlichen Faktoren der P-, I- und D-Anteile in Formel (7.5) im Vergleich zu Formel (7.7) ergeben sich die Parameter K_p , K_i und K_D in Formel (7.5) zu:

$$K_p = 0,6 \cdot K_u \cdot \frac{c_p}{r_{dyn}} \quad (7.8)$$

$$K_i = 0,5 \cdot T_u \quad (7.9)$$

$$K_D = 0,125 \cdot T_u \cdot \frac{c_p \cdot r_{dyn}}{J_R} \quad (7.10)$$

Der vom Regler geforderte Sollruck in den Radbremszylindern wird über die Bremshydraulik und die zugehörige Ventilansteuerungsmethode eingestellt.

Sliding-Mode-Regler

Neben dem PID-Regler wird in dieser Untersuchung auch ein ABS-Regler auf Basis des Sliding-Mode-Regelgesetzes entworfen und in den Bremsschlupfregler des ABS-Regelkreises am Prüfstand integriert. Die Regelgüte der beiden Regler wird durch Prüfstandmessungen verglichen und analysiert.

Sliding-Mode-Regler gehören zur Klasse der strukturvariablen Regler, deren Entwurf in einem Phasenraum des zu regelnden Systems erfolgt. Die Regelung basiert auf der Definition geeigneter Reglerstrukturen und Schaltgesetze, durch die der Systemzustand in den gewünschten Arbeitspunkt überführt wird [Utki92], [Hebi95]. Das Sliding-Mode-Regelgesetz wird wegen seiner Robustheit gegenüber bestimmten Arten von Modellunsicherheiten bzw. Parameterschwankungen zum Entwerfen verschiedener Regler im Anwendungsbereich der Fahrzeugtechnik angewendet [Eige09], [Stel12]. Für die Anwendung im Bremsschlupfregler wird der Sliding-Mode-Index S_{Slide} wie folgt definiert [Wu03]:

$$S_{Slide} = E_{Schlupf} + k \cdot \dot{E}_{Schlupf} \quad (7.11)$$

wobei $E_{Schlupf} = \Delta\lambda = \lambda_{Soll} - \lambda_{Ist}$ die Schlupfabweichung ist und der Koeffizient k eine positive Konstante sein muss. $\dot{E}_{Schlupf}$ ist die Ableitung der Schlupfabweichung und berechnet sich aus der folgenden Gleichung:

$$\dot{E}_{Schlupf} = \frac{dE_{Schlupf}}{dt} \approx \frac{E_{Schlupf}(k+1) - E_{Schlupf}(k)}{t_s} \quad (7.12)$$

wobei t_s die Abtastrate ist.

In Abbildung 7.3 trennt die Sliding-Oberfläche $S_{Slide} = 0$ die gesamte Phasenebene in zwei Halbebenen auf, mit $S_{Slide} > 0$ für den Druckaufbau, $S_{Slide} = 0$ für das Druckhalten und $S_{Slide} < 0$ für den Druckabbau.

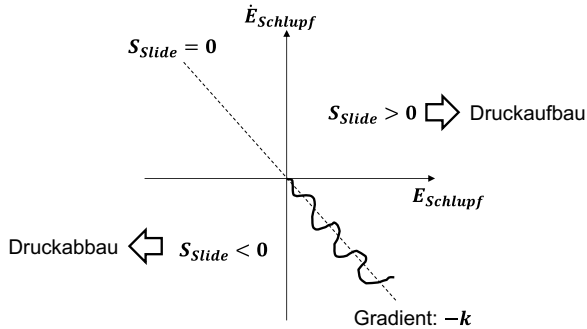


Abbildung 7.3: Phasenebene des Sliding-Mode-Regelgesetzes, nach [Wu01b], [Wu03]

Der von diesem Regler geforderte Solldruck in den Radbremszylindern wird ebenfalls über die Bremshydraulik und die zugehörige Ventilansteuerungsmethode eingestellt.

Interaktion zwischen Reifen und Fahrbahn

Durch das Momentgleichgewicht am Rad lässt sich bei bekanntem Radbremsdruck und den gemessenen Radgeschwindigkeiten die aktuelle und die stationäre (ohne Berücksichtigung von z. B. Reifen- und Achsdynamik) Bremskraft nach Formel (7.2) bestimmen. Die gefilterte Bremskraft wird danach als Bezugsgröße des PID-Reglers angenommen.

$$T_1 \cdot \dot{F}_{BF} + F_{BF} = F_B \quad (7.13)$$

Der Reifen baut die Reaktionskräfte über eine bestimmte Abrollstrecke auf, deren Länge im Wesentlichen von den Betriebszuständen und den Reifenparametern Masse, Dämpfung und Reibung im Latsch abhängt. Die entsprechende Kenngröße, die als die Relaxations- oder Einlauflänge genannt wird, ist als die Abrollstrecke definiert, bei der die Kraft $F = F_0 \cdot (1 - 1/e)$ erreicht [Breu12]. Der Parameter T_1 in Formel (7.13) bezeichnet die Zeitdauer, die ein Reifen benötigt, um über die Relaxationslänge zu rollen. Nach [Zege98], [Schm04] kann die longitudinale Relaxationslänge σ_x eines Reifens verein-

facht als die Hälfte der Kontaktlänge L des Reifens mit der Fahrbahn angenommen werden. Mit dieser Vereinfachung ist der Parameter T_1 nach der folgenden Gleichung zu bestimmen:

$$T_1 = \frac{\sigma_x}{V_F} \quad (7.14)$$

wobei V_F die Trommelgeschwindigkeit bedeutet.

Der Zielschlupf für den Schlupfregler (für den ABS-Regelbetrieb) wird in der vorliegenden Untersuchung nicht wie beim Bremsschlupfregler im allgemeinen ABS-Regelkreis abhängig vom geschätzten bzw. resultierenden Haftreibungskoeffizienten der Fahrbahn berechnet, sondern durch die Ergebnisse der durchgeführten Umfangskraft-Schlupf-Messungen des Reifens (vgl. Abschnitt 4.2) bestimmt. Die dabei ermittelten optimalen Bremsschlupfwerte λ_{opt} sowie Einflüsse der untersuchten Einflussfaktoren und Faktorstufen auf diese optimalen Bremsschlupfwerte werden für die Einstellung des Zielschlupfes des jeweiligen Reifens unter verschiedenen Betriebsbedingungen berücksichtigt.

Mit Berücksichtigung der Stabilität der ABS-Regelung während des Bremsversuchs wird der im Bremsschlupfregler vorgegebene Sollschlupf λ_{soll} nicht genau gleich dem Zielschlupf λ_Z , sondern kleiner als dieser eingestellt. D. h. zwischen dem Zielschlupf λ_Z und dem Sollschlupf λ_{soll} besteht eine Abweichung $\Delta\lambda$.

$$\lambda_{soll} = \lambda_Z - \Delta\lambda \quad (7.15)$$

Nach Formel (7.15) wird das Reifen-Fahrwerk-System bei der ABS-Regelung am Prüfstand nicht auf das Maximum μ_{Max} der μ -Schlupf-Kurve, sondern auf einen Punkt μ_{soll} kurz vor dem Maximum geregelt. Für diese Untersuchung wird μ_{soll} als 95% von μ_{Max} definiert, d. h.:

$$\mu_{soll} = 0,95 \cdot \mu_{Max} \quad (7.16)$$

Der Sollschlupf λ_{soll} entspricht dann dem Schlupfwert bei μ_{soll} .

7.1.4 Modul der Ventilansteuerung

Die Stellgröße aus dem Bremschlupfregler gibt an, ob der Bremsdruck in der Radbremse aufgebaut, gehalten oder abgebaut werden soll. Aber wie die inneren Magnetventile im Hydroaggregat zur Ausführung der Bremsdruckstellung angesteuert werden, kann durch verschiedene Methoden implementiert werden. Um den Bremsdruck zu ändern, soll die Stellgröße in die On-Off-Spannungssignale umgewandelt werden, um die Magnetventile zu betreiben. Für die Ventilansteuerung werden in der Literatur zwei Methoden häufig genannt: die Schalter-Methode und die PWM-Methode (PWM: Pulsweitenmodulation). Im Folgenden werden die Funktionsweisen beider Methoden vorgestellt.

Schalter-Methode

Nach der Schalter-Methode werden die Magnetventile im Hydroaggregat anhand des Vorzeichens der Stellgröße immer nur in den Zustand offen (On) oder geschlossen (Off) geschaltet.

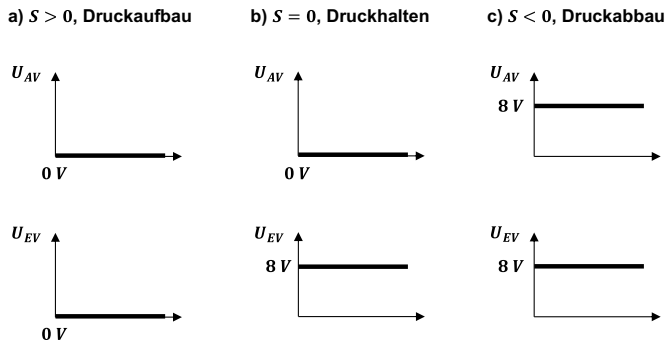


Abbildung 7.4: Betriebsspannung der Magnetventile nach Schalter-Methode

Unabhängig vom Typ des Regelalgorithmus ist das Vorzeichen der Stellgröße für die nachfolgende Druckmodulationsphase entscheidend. Hier wird die Stellgröße eindeutig durch S definiert. D. h. $S > 0$ bedeutet Druckaufbau, $S =$

0 bedeutet Druckhalten und $S < 0$ bedeutet Druckabbau. In Abschnitt 3.3.1 werden die Betriebsspannungen der jeweiligen Magnetventile in dem eingesetzten Bremskreis gemäß der Stellgröße dargestellt. Die entsprechenden Ventilzustände sind in Tabelle 3.3 zu entnehmen. Die entsprechenden Betriebsspannungen des Einlassventils EVR und Auslassventils AVR bei verschiedenen Druckmodulationsphasen werden in Abbildung 7.4 gezeigt.

PWM-Methode

Die PWM-Methode verwendet zunächst ein periodisches Signal als eine Trägerwelle und moduliert bei konstanter Frequenz das Tastverhältnis bzw. die relative Einschaltdauer eines Rechteckpulses, die als das Verhältnis der On-Periode zur Off-Periode bezeichnet wird. In dieser Untersuchung wird eine Sägezahnwelle als Trägerwelle angenommen.

In Abbildung 7.5 wird die Bestimmung der Einschaltdauer in einer Periode der Trägerwelle T_T dargestellt. Und die Ergebnisse der Stellgrößenumwandlung nach der Schalter-Methode und der PWM-Methode werden dabei verglichen.

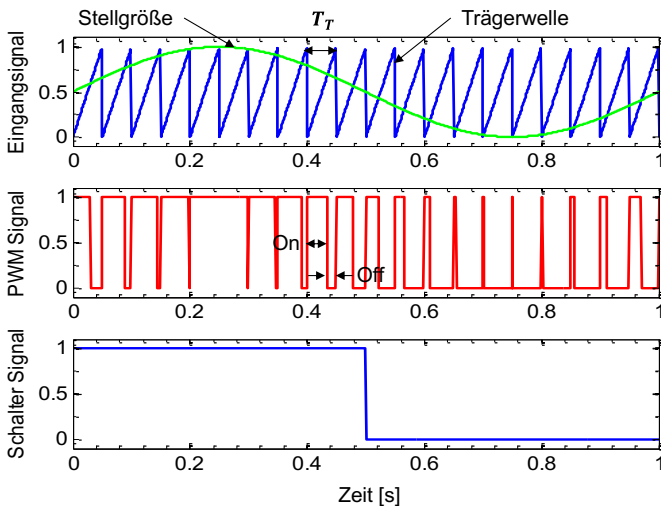


Abbildung 7.5: Vergleich der Stellgrößenumwandlung nach der PWM- und Schalter-Methode

Da die Sägezahnwelle in Abbildung 7.5 einen Amplitudenbereich von 0 bis 1 besitzt, wird die Stellgröße aus dem Bremsschlupfregler dementsprechend in diesen Bereich skaliert und um den Mittelwert 0,5 versetzt. In den On-Perioden des PWM-Signals, in denen die Stellgröße über der Trägerwelle bleibt, soll der Druckaufgebaut werden. Im Gegensatz dazu soll der Bremsdruck in den Off-Perioden, in denen die Stellgröße unter der Trägerwelle steht, abgebaut werden. Wenn die Stellgröße mit den Werten auf der Trägerwelle zusammentrifft, soll der Bremsdruck gehalten werden. Für die jeweilige Druckmodulationsphase gilt die Einstellung der Ventilansteuerspannungen in Abbildung 7.4. Das heißt, dass das ausgegebene PWM-Signal für die richtigen Schaltzustände der Magnetventile umgerechnet und verstärkt werden muss. Die Umrechnung und Verstärkung für das jeweilige Magnetventil können durch die folgenden Gleichungen ausgedrückt werden:

$$U_{AV} = \begin{cases} 8 V \cdot (1 - PWM), & PWM \neq 0,5 \\ 0 V, & PWM = 0,5 \end{cases} \quad (7.17)$$

$$U_{EV} = \begin{cases} 8 V \cdot (1 - PWM), & PWM \neq 0,5 \\ 8 V, & PWM = 0,5 \end{cases} \quad (7.18)$$

Der Vergleich zwischen den Ergebnissen der Schalter- und PWM-Methode zeigt, dass die Stellgröße nach der PWM-Methode durch hochfrequente Umschaltung der Magnetventile approximiert wird. Somit kann die Stellung des Bremsdrucks viel präziser durchgeführt werden und Überschreitungen besser vermieden werden.

7.1.5 Fazit

Nach dem Aufbau der modifizierten hydraulischen ABS-Bremsanlage in Abschnitt 3.3 und der Berechnungsmodule in diesem Abschnitt steht der ABS-Regelkreis am Prüfstand für die Bremsversuche mit ABS-Regelung bereit. Da das elektronische Steuergerät in diesem ABS-Regelkreis nicht zum Einsatz kommt, werden grundlegende Änderungen des ABS-Konzeptes und eine Neuabstimmung der ABS-Regelparameter vorgenommen.

Obwohl die Vergleichbarkeit dieses ABS-Bremssystem am Prüfstand mit Seriensystemen nicht gewährleistet werden kann, erfordern die erarbeiteten Verbesserungskonzepte keine physikalischen Änderungen an der hydraulischen Bremsanlage und auch keine ABS-Algorithmusänderungen. Dies verbessert die Umsetzbarkeit für eine mögliche spätere Serienanwendung und damit die Übertragbarkeit auf andere ABS-Regelsysteme.

Die Funktionalität des ABS-Regelkreises am Prüfstand wird im nächsten Abschnitt durch verschiedene Bremsversuche überprüft.

7.2 Bremsung mit ABS-Regelung

In Abschnitt 7.1.2 wird eine Standardkonfiguration des Moduls der Schlupfberechnung definiert, während in Abschnitt 7.1.3 zwei Varianten für das Modul des Bremsschlupfreglers und in Abschnitt 7.1.4 zwei Varianten für das Modul der Ventilansteuerung vorgestellt werden. Somit lassen sich vier Konfigurationen (Nr.1: Sliding Mode + Schalter, Nr.2: Sliding Mode + PWM, Nr. 3: PID + Schalter, Nr. 4: PID + PWM) in den ABS-Regelkreis am Prüfstand umsetzen. Das Ziel dieses Abschnittes ist zum einen die Regelgüte der unterschiedlich konfigurierten ABS-Regelkreise zu bestimmen und infolgedessen eine Standardkonfiguration für den ABS-Regelkreis am Prüfstand festzulegen. Die Regelgüte aus der Standardkonfiguration des ABS-Regelkreises dient als Grundlage für die weiteren Optimierungen. Auf der Grundlage dieser Standardkonfiguration lassen sich die Verbesserungskonzepte der jeweiligen Berechnungsmodule im Regelkreis vornehmen. Dabei wird auch das dynamische Verhalten des Reifen-Fahrwerk-Systems bei ABS-Regelung analysiert.

7.2.1 Methodik der Untersuchung

Zum qualitativen und quantitativen Vergleich der ABS-Regelgüte der verschiedenen Konfigurationen soll ein eindeutiges Messprogramm sowie eine eindeutige Bewertungsmethode für alle Bremsversuche durchgeführt werden.

Messprogramm

Abbildung 7.6 zeigt bezüglich der Ansteuerung des Einlass- und Auslassventils das Messprogramm für diese Untersuchung und den daraus folgenden Bremsdruckverlauf im Radbremszylinder und den Radsschlupf. Die Beschriftungen EV und AV der Y-Achse in den ersten zwei Diagrammen bezeichnen jeweils die Betriebsspannungen des angesteuerten Einlass- und Auslassventils.

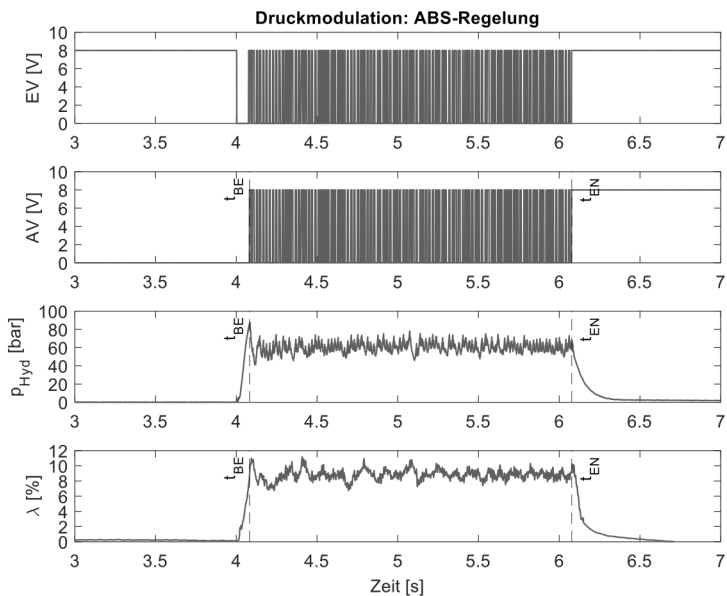


Abbildung 7.6: Messprogramm der Bremsversuche mit ABS-Regelung

Das komplette Messprogramm läuft jeweils elf Sekunden. Beginnend mit dem stromlosen Zustand, wird das Einlassventil zunächst geschlossen, bis der vollständige Hydraulikdruck durch die Bestätigung des Luftventils vor dem Einlassventil aufgebaut ist. Dieser Schritt wird innerhalb drei Sekunden erledigt. Ab dem Zeitpunkt $t = 4 \text{ s}$ wird das Einlassventil komplett geöffnet, so dass

der Hydraulikdruck (p_{Hyd}) so schnell wie möglich in der Radbremse aufgebaut werden kann. Dieser Schritt entspricht der Vollbremsung zum Beginn der ABS-Bremsung. Nach einer kurzen Zeit überschreitet der aktuellen Bremschlupf (λ) den im Bremsregler vorgegebenen Sollschlupfwert und die ABS-Regelung wird durch den am Prüfstand aufgebauten ABS-Regelkreis aktiviert. Von diesem Zeitpunkt an ist die ABS-Regelung für 2 Sekunden aktiv. Die drei Berechnungsmodule im Echtzeitrechner überwachen die Sensorsignale, führen die Rechenvorgänge aus und geben die Ansteuersignale zum Hydroaggregat aus. Infolge davon ändern sich die Ansteuersignale des Einlass- und Auslassventils (AV) während dieser Zeit. Der Zeitpunkt, zu dem das Auslassventil zum ersten Mal geöffnet ist, wird als den Beginn der ABS-Regelung identifiziert und als t_{BE} bezeichnet. Nach zwei Sekunden wird die ABS-Regelung deaktiviert. Durch das Öffnen des Auslassventils für eine Sekunde wird der Bremsdruck in der Radbremse komplett abgebaut. Die Bremsflüssigkeit wird dabei durch die Rückführung wieder zum Behälter zurückgeführt. Der Zeitpunkt, zu dem das Auslassventil zum letzten Mal geschlossen ist, wird als das Ende der ABS-Regelung identifiziert und als t_{EN} bezeichnet. Nach einer Sekunde wird der Bremsdruck in der Radbremse komplett abgebaut und die Magnetventile werden in den stromlosen Zuständen geschaltet. Die Zeitdauer einer ABS-Regelung wird durch die beiden Zeitpunkte t_{BE} und t_{EN} begrenzt.

Versuchsplan und -durchführung

Das Reifen-Fahrwerk-System wird in der vorliegenden Untersuchung für die Michelin-Reifen ZP, HP, PSP3, A4 und S9C bei vier unterschiedlichen Konfigurationen des ABS-Regelkreises auf der Safety-Walk-Fahrbahnoberfläche unter der Standardbetriebsbedingung (vgl. Tabelle 5.2) untersucht. Die untersuchten Faktoren und die jeweiligen Faktorstufen sind in Tabelle 7.2 zusammengefasst.

Tabelle 7.2: Faktoren und Faktorstufen für die Bremsung mit ABS-Regelung

Messreifen	Schlupfberechnung	Bremsschlupfregler	Ventilansteuerung	Fahrbahn
ZP	Standard	Sliding-Mode	Schalter	Safety-Walk
HP		PID	PWM	
PSP3				
A4				
S9C				

Regelgüte

In Abschnitt 2.3.1 werden bereits die Kriterien beschrieben, die die leistungsfähigen Antiblockiersysteme realer Fahrzeuge bezüglich der Regelgüte erfüllen müssen. Aus den verschiedenen Kriterien werden für diese Untersuchung zwei als Bewertungsmaß der Regelgüte festgelegt, da der Aufbau am Innentrommelprüfstand ohne Lenkung, ohne Bremspedal, ohne Änderung der Fahrbahnoberfläche während eines Versuchs usw. im Vergleich zum realen Fahrzeug relativ einfach ist. Die zwei genannten Kriterien sind wie folgt:

- Bremswegverkürzungen gegenüber Blockierbremsungen durch optimale Ausnutzung des Kraftschlusses zwischen Reifen und Fahrbahn und
- Gewährleistung kleiner Regelamplituden des Bremsmomentes zur Vermeidung von Fahrwerkschwingungen

Wie in Abschnitt 2.1.3 beschrieben, sollen der mittlere Kraftschlussbeiwert $\bar{\mu}$ zur Optimierung des Bremsvorgangs bzw. zur Bremswegverkürzung erhöht und die Schlupfchwankungen reduziert werden, sodass sich der mittlere Bremsschlupf $\bar{\lambda}$ und der mittlere Kraftschlussbeiwert $\bar{\mu}$ mit weniger Schwankungen an den Zielschlupf λ_{Soll} und den potentiellen maximalen Kraftschlussbeiwert μ_{Soll} annähern können. Da aber eine direkte Messung des Bremsmomentes am Rad während der ABS-Bremsung ohne Beeinflussung der Eigenschaften des Reifen-Fahrwerk-Systems mit vertretbarem Aufwand nicht möglich ist, können anstelle der Amplituden des Bremsmomentes die Amplituden des Bremsdrucks für die Bewertung herangezogen werden. Aus diesen

Gründen werden die folgenden Kenngrößen bezüglich des Bremsschlupfes und des Kraftschlussbeiwertes zur Bewertung der Regelgüte eines ABS-Regelkreises verwendet:

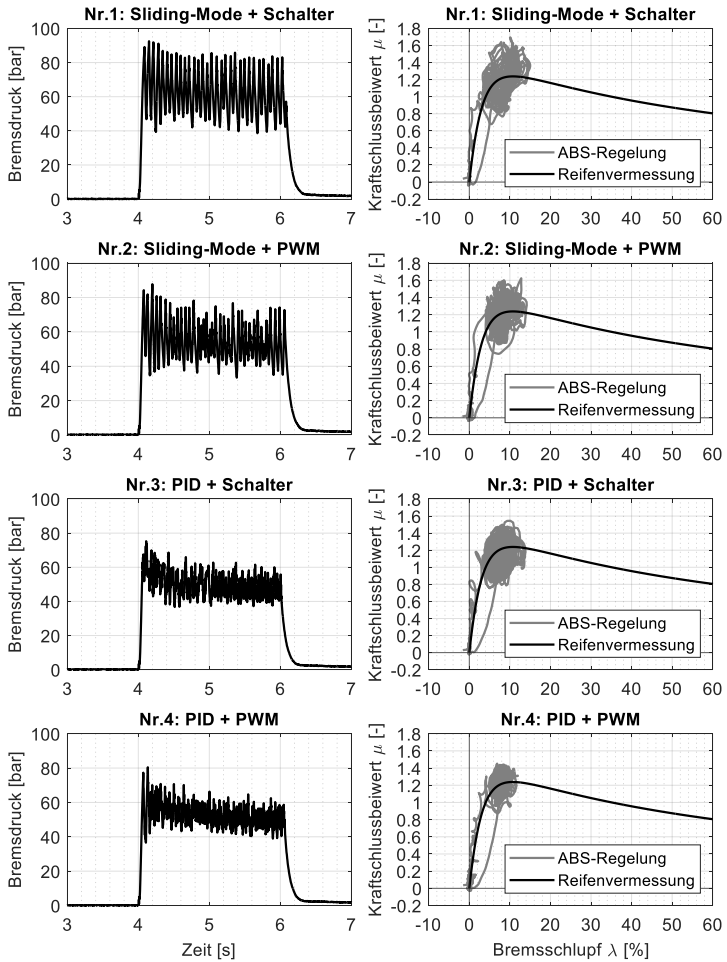
- Der Mittelwert und die Standardabweichung des Bremsschlupfes ($\bar{\lambda}, \sigma_{\lambda}$) während der ABS-Regelung ($t_{BE} \leq t \leq t_{EN}$) können zur Charakterisierung des Unterschiedes zum Zielschlupf und der Schlupfchwankungen herangezogen werden.
- Der Mittelwert und die Standardabweichung des Kraftschlussbeiwertes ($\bar{\mu}, \sigma_{\mu}$) während der ABS-Regelung ($t_{BE} \leq t \leq t_{EN}$) können zur Charakterisierung des Unterschiedes zum potentiellen maximalen Kraftschlussbeiwert und der Kraftschlusschwankungen herangezogen werden.
- Die Standardabweichung des Bremsdrucks σ_p während der ABS-Regelung kann zur Charakterisierung des Effektivwertes der Amplituden des Bremsdrucks herangezogen werden.

Auf Basis der hier definierten Kenngrößen kann die Regelgüte jedes Bremsversuchs mit ABS-Regelung berechnet und mit anderen verglichen werden.

7.2.2 ABS-Funktion und Regelgüte

Die aus den jeweiligen Konfigurationen entstehenden Bremsdruck- und Bremsschlupfverläufe sowie die μ -Schlupf-Kurven werden in Abbildung 7.7 beispielhaft für den Messreifen HP dargestellt.

Wie aus Abbildung 7.7 ersichtlich ist, haben die ABS-Funktionen aus allen vier Konfigurationen den Radbremsschlupf erfolgreich auf den optimalen Schlupfwert der stationären μ -Schlupf-Kurve eingeregelt. Während der ABS-Regelung schwanken die Kraftschlussbeiwerte um das Maximum der stationären μ -Schlupf-Kurve des Reifens. Allerdings sehen die zugehörigen Regelamplituden und Schwankungen des Bremsdrucks p , des Bremsschlupfes λ und des Kraftschlussbeiwertes μ sehr unterschiedlich aus.

Abbildung 7.7: Bremsdruckverläufe und μ -Schlupf-Kurve aus vier Konfigurationen für HP

Um die Regelgüte der jeweiligen ABS-Funktionen quantitativ zu bewerten und zu vergleichen, kommen hier die in Abschnitt 7.2.1 eingeführten Kenngrößen zum Einsatz. In Abbildung 7.8 sind die Kenngrößen bezüglich der Schlupf-, Kraftschlussbeiwert- und Bremsdruckschwankungen σ_λ , σ_μ und σ_p aus allen Konfigurationen für alle Messreifen zusammengestellt.

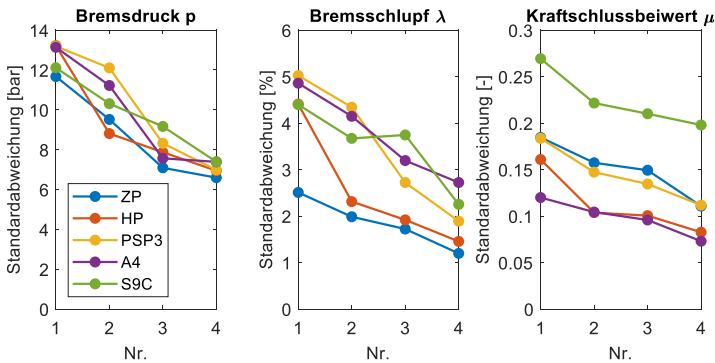


Abbildung 7.8: Standardabweichungen von Bremsdruck, Bremsschlupf und Kraftschlussbeiwert aus vier Konfigurationen für ZP, HP, PSP3, A4 und SC9

Aus dem Vergleich in Abbildung 7.8 lässt sich ableiten, dass die vierte Konfiguration „Nr.4: PID + PWM“ des ABS-Regelkreises am Prüfstand für alle Messreifen die beste Regelgüte mit kleinsten Standardabweichungen der Schwankungen liefern kann. Aus diesem Grund wird diese Kombination von Bremsschlupfregler und Ventilansteuerung zusammen mit der in Abschnitt 7.1.2 gegebenen Schlupfberechnungsmethode als die Standardkonfiguration festgelegt. Der ABS-Regelkreis mit dieser Standardkonfiguration wird dementsprechend als Standardregelkreis definiert und dient als Ausgangszustand für weitere Verbesserungskonzepte.

Die aus den Versuchsergebnissen des Standardregelkreises bei der Standardbetriebsbedingung resultierenden Kenngrößen der jeweiligen Reifen werden

dementsprechend als Referenzgröße der Regelgüte für weitere Verbesserungskonzepte angenommen und im Folgenden durch ein tiefgestelltes Zeichen *Ref* gekennzeichnet. Für die weiteren Optimierungen werden in den Abschnitten 7.3 und 7.4 jeweils Änderungen gegenüber dem Standardregelkreis vorgenommen. Um das relative Optimierungspotenzial der jeweiligen Optimierungsmaßnahme identifizieren zu können, werden die folgenden relativen Kenngrößen eingeführt. Diese relativen Kenngrößen weisen jeweils eine prozentuale Änderung der Bremsdruckschwankung $\sigma_{p,\%}$, der Bremsschlupfchwankung $\sigma_{\lambda,\%}$, der Kraftschlussbeiwertschwankung $\sigma_{\mu,\%}$ und des mittleren Kraftschlussbeiwertes $\mu_{Mit,\%}$ in Bezug auf die Referenzkenngrößen auf.

$$\sigma_{p,\%} = \frac{\sigma_{p,Ref} - \sigma_p}{\sigma_{p,Ref}} \cdot 100\% \quad (7.19)$$

$$\sigma_{\lambda,\%} = \frac{\sigma_{\lambda,Ref} - \sigma_\lambda}{\sigma_{\lambda,Ref}} \cdot 100\% \quad (7.20)$$

$$\sigma_{\mu,\%} = \frac{\sigma_{\mu,Ref} - \sigma_\mu}{\sigma_{\mu,Ref}} \cdot 100\% \quad (7.21)$$

$$\mu_{Mit,\%} = \frac{\bar{\mu} - \bar{\mu}_{Ref}}{\bar{\mu}_{Ref}} \cdot 100\% \quad (7.22)$$

Je größer jede relative Kenngröße ist, desto besser werden die Leistungsfähigkeit des ABS-Regelkreises und das sich daraus ergebende Optimierungspotenzial.

7.2.3 Dynamisches Verhalten des Reifen-Fahrwerk-Systems

In diesem Abschnitt wird das dynamische Verhalten des Reifen-Fahrwerk-Systems bei Bremsvorgängen mit ABS-Regelung hinsichtlich der Schwingungen und der Kräfte an der Radnabe untersucht.

In Abbildung 7.9 werden die Längs- und Vertikalbeschleunigung an der Messstelle RTM, die Längs- und Vertikallagerkraft an der Radnabe sowie der

Bremsschlupf und die μ -Schlupf-Kurve bei der Standardkonfiguration des ABS-Regelkreises unter der Standardbetriebsbedingung beispielhaft für den Messreifen ZP dargestellt.

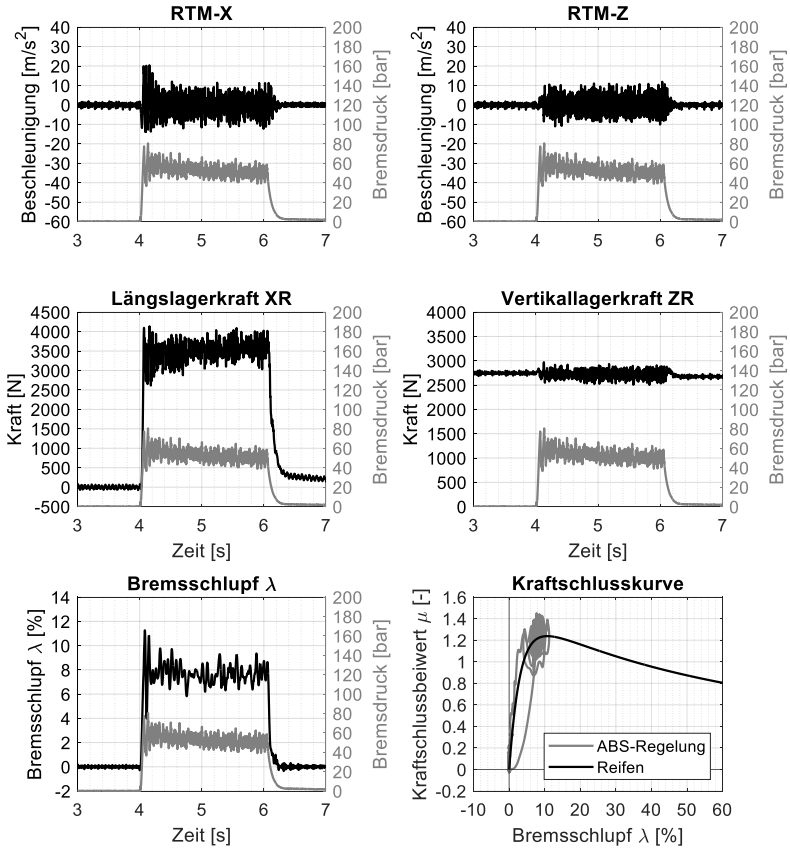


Abbildung 7.9: Längs- und Vertikalbeschleunigung an RTM, Längs- und Vertikallagerkraft an der Radnabe, Bremsschlupf und μ -Schlupf-Kurve bei ABS-Regelung für ZP

Es ist bei den Zeitverläufen deutlich zu sehen, dass bei Bremsung mit ABS-Regelung große Schlupf- und Kraftschlussbeiwertänderungen sowie große Schwingungen an der Radnabe sowohl in Längsrichtung als auch in der Vertikalrichtung auftreten.

Um zu prüfen, welche Eigenschwingungsmoden des Reifen-Fahrwerk-Systems die ABS-Regelung anregen kann, werden in Abbildung 7.10 die Amplitudenspektren der Längs- und Vertikalbeschleunigung an der Messstelle RTM gezeigt. Die in Tabelle 5.4 angegebenen Schwingungsmoden und deren Frequenzbereiche, die für das untersuchte Reifen-Fahrwerk-System zu betrachten sind, werden durch gestrichelte Linien gekennzeichnet.

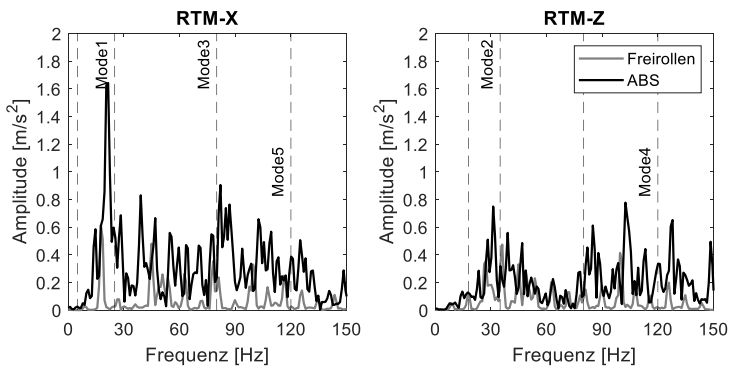


Abbildung 7.10: Amplitudenspektren der Längs- und Vertikalbeschleunigungen an RTM beim Freierollen und bei ABS-Regelung für ZP

Aus den Amplitudenspektren in Abbildung 7.10 wird ersichtlich, dass alle fünf Eigenschwingungsmoden, insbesondere die longitudinale Achsresonanz (Mode1: 5 – 25 Hz), durch die hochfrequente Bremsmomentänderung am Rad während der ABS-Regelung deutlich angeregt werden können. Zudem unterscheiden sich die Achsresonanzfrequenzen bei ABS-Regelung aufgrund der Achsverspannung im Vergleich zum freierollenden Zustand. Der Freiheitsgrad des Radmittelpunktes in Längsrichtung entsteht durch die elastische Lagerung

bzw. durch die Gummilager der Achsaufhängung am Fahrzeugaufbau und ermöglicht die Anregung der longitudinalen Achseigenschwingung während der ABS-Regelung. Die longitudinale und vertikale Achseigenschwingung führen jeweils zu einer Horizontal- und Vertikalbewegung des Rades. Die Anregung der diagonalen Mode des Reifens (Mode5: 80 – 120 Hz) ergibt eine Verdrehung des über die elastische Karkasse mit der Felge verbundenen Reifengürtels bzw. eine tangentielle Verschiebung des Reifengürtels. Nach [Schw97a] und [Schw97b] können solche Bewegungen und Verschiebungen zusätzliche Geschwindigkeiten in der Radmitte und zwischen Reifen und Fahrbahn verursachen und folglich zu einer ungenauen Schlupfbestimmung führen. Im nächsten Abschnitt wird dieses Problem detailliert diskutiert.

7.3 ABS-Regelung mit modifizierter Schlupfberechnungsmethode

Schwarz zeigt in [Schw97a] und [Schw97b], dass die Bewegungen des elastisch aufgehängten Radträgers und des Luftreifens im Fahrbetrieb, speziell während des Bremsvorganges, bei herkömmlichen Systemen die Messung bzw. Berechnung des Raddrehzahlsignals und des Schlupfes verfälschen und deshalb die Leistung dieser Systeme verschlechtern, die entscheidend von der Güte der beiden Signale abhängt. In Abschnitt 2.2.1 werden die Einflüsse der Reifen- und Radaufhängungsdynamik auf die Raddrehzahl und den Schlupf dargestellt. Hierzu wird eine modellbasierte Rekonstruktion der Einflussgrößen der Radaufhängungs- und Reifendynamik auf den Schlupf durchgeführt. Auf Basis dessen wird eine verbesserte Schlupfberechnungsmethode beschrieben, aus der sich der gegenüber Störeinflüssen kompensierte Bremschlupf ergibt. Allerdings handelt es sich bei dieser modellbasierten Rekonstruktion nicht um eine Verarbeitung der benötigten Sensorinformationen in Echtzeit bzw. um eine Kompensation des Bremschlupfes während der ABS-Bremsung in Echtzeit. In diesem Fall geht es um einen Nachbearbeitungsprozess mit einigen gemessenen Sensorsignalen, um die Gültigkeit dieses Verfahrens zur Kompensation bzw. zur Berücksichtigung der dynamischen Einflussgrößen von Pkw-Vorderradaufhängungen und Reifen auf die Raddrehzahlsignale bzw.

den Schlupf nachzuweisen. Weiterhin können einige für dieses Verfahren erforderliche Einflussgrößen aufgrund der aufwendigen Erfassung des Signals während der ABS-Bremmung nicht direkt gemessen werden. D. h. dieses Verfahrens zur Kompensation bzw. Berücksichtigung der dynamischen Einflussgrößen von Radaufhängung und Reifen auf das Raddrehzahlsignal bzw. den Bremsschlupf wird gemäß [Schw97b] noch nicht für die Schlupfberechnung in einem realen ABS-Bremssystem implementiert. Die möglichen Optimierungspotenziale der ABS-Regelgüte, die aus diesem Verfahren entstehen können, wurden auch bisher noch nicht in der Praxis überprüft.

In Abschnitt 6.1.3 wird mit Hilfe der Versuchsergebnisse auch geprüft, ob die angeregten Achs- und Reifeneigenschwingungen einen Unterschied zwischen dem herkömmlich berechneten Radbremsschlupf und dem tatsächlichen Bremsschlupf zwischen Reifen und Fahrbahn verursachen. Dieser Unterschied kann durch die Berücksichtigung der angeregten Achs- und Reifenschwingungsgeschwindigkeit in der Schlupfberechnung nachträglich kompensiert werden. Das bedeutet auch, dass eine Kompensation in der Schlupfbestimmung in Echtzeit die Regelgüte der ABS-Regelung optimieren könnte.

In diesem Abschnitt wird auf Basis des in [Schw97b] dargestellten Verfahrens eine gegenüber der herkömmlichen Methode modifizierte Schlupfberechnungsmethode im Modul der Schlupfberechnung des ABS-Regelkreises am Prüfstand implementiert und experimentell untersucht. Der Einfluss dieser Modifikation und die sich daraus ergebenden Optimierungspotenziale werden dabei analysiert.

7.3.1 Methodik der Untersuchung

In [Schw97b] wird eine erweiterte Schlupfformel nach Formel (2.16) aufgestellt, die sich unter Berücksichtigung aller in Abschnitt 2.2.1 vorgestellten Einflüsse der Reifen- und Radaufhängungsdynamik sowie der daraus resultierenden Zusammenhänge ergibt. Auf Basis von Formel (2.16) wird in der vorliegenden Untersuchung eine modifizierte Schlupfberechnungsmethode gegenüber der herkömmlich verwendeten Berechnung nach Formel (7.1) erstellt. Bezüglich der Messtechnik und Versuchsbedingungen am Prüfstand sollen für

diese Untersuchung noch einige Änderungen in dieser Formel vorgenommen werden.

Die tangentielle Gürtelgeschwindigkeit \dot{x}_g in Formel (2.16) ist gleich der Längsgeschwindigkeit des Reifengürtels \dot{x}_b im Berechnungsmodell des Reifen-Fahrwerk-Systems in Abschnitt 2.2.2 und setzt sich nach Formel (6.3) aus der Längsgeschwindigkeit in der Radmitte \dot{x}_a und der relativen Längsgeschwindigkeit des Reifengürtels in Bezug auf die Radnabe \dot{x}_{rb} zusammen, d. h. $\dot{x}_b = \dot{x}_a + \dot{x}_{rb}$. Da die relative Reifengürtelgeschwindigkeit \dot{x}_{rb} mit der aktuell verfügbaren Messtechnik am Prüfstand nicht direkt messbar ist, muss sie in der modifizierten Schlupfberechnungsmethode vernachlässigen werden, d. h. $\dot{x}_{rb} = 0$. Dies bedeutet, dass der Einfluss der Dynamik des Reifengürtels in der modifizierten Schlupfberechnungsmethode nicht zu prüfen ist. Eine Verifikation dieser Größe konnte in [Schw97b] aufgrund der aufwendigen Erfassung des Signals im Fahrbetrieb auch nicht erfolgen. Infolgedessen wird die tangentielle Gürtelgeschwindigkeit \dot{x}_g in Formel (2.16) als gleich der Radträgergeschwindigkeit \dot{x}_a angenommen, d. h. $\dot{x}_g = \dot{x}_a$.

Entsprechend der oben genannten Änderungen und mit Berücksichtigung des Koordinatensystems am Prüfstand (vgl. Abbildung 3.10) ergibt sich die modifizierte Schlupfberechnungsmethode zur Untersuchung am Prüfstand nun als:

$$\lambda(\omega_R, \dot{x}_a) = \frac{(V_F + \dot{x}_a) - r_{dyn} \cdot \left(\omega_R - \frac{\dot{x}_a}{l_{om}} \right)}{V_F + \dot{x}_a} \quad (7.23)$$

wobei V_F die Trommel- bzw. Fahrbahngeschwindigkeit, ω_R die Raddrehwinkelgeschwindigkeit, r_{dyn} der dynamische Rollhalbmesser, \dot{x}_a die Längsgeschwindigkeit an RTM und l_{om} die wirksame Länge des Feder-Dämpferbeins bei Vernachlässigung der Winkelstellung des Feder-Dämpferbeins bedeutet.

Diese modifizierte Schlupfberechnungsmethode wird als erste Optimierungsmaßnahme im Model der Schlupfberechnung des ABS-Regelkreises am Prüfstand vorgenommen. Bremsversuche mit ABS-Regelung werden am Prüfstand ausgehend von der Standardkonfiguration des ABS-Regelkreises mit beiden Schlupfberechnungsmethoden, d. h mit der originalen nach Formel (7.1) und

der modifizierten nach Formel (7.23), mit allen Michelin-Reifen auf der Safety-Walk-Fahrbahnoberfläche unter der Standardbetriebsbedingung durchgeführt. Die untersuchten Faktoren und die jeweiligen Faktorstufen sind in Tabelle 7.3 zusammengefasst.

Tabelle 7.3: Faktoren und Faktorstufen für die ABS-Regelung mit modifizierter Schlupfberechnungsmethode

Reifen	Schlupfberechnung	Konfiguration	Fahrbahn
ZP	Original	PID + PWM	Safety-Walk
HP	Modifiziert		
PSP3			
A4			
S9C			

7.3.2 Einfluss der modifizierten Schlupfberechnung

In diesem Abschnitt erfolgt für den bereits beschriebenen Bremsvorgang eine Diskussion des im letzten Abschnitt vorgestellten Verfahrens zur verbesserten Bremsschlupfbestimmung. Zu diesem Zweck wird der Bremsschlupf mit und ohne Kompensation der beschriebenen dynamischen Einflüsse verglichen. Das aus der verbesserten Schlupfberechnungsmethode folgende Optimierungspotenzial der ABS-Regelgüte wird ebenfalls diskutiert.

Um den möglichen Einfluss der modifizierten Schlupfberechnung auf die Regelgüte der ABS-Regelung zu erkennen, werden die Zeitverläufe des originalen und des modifizierten Bremsschlupfes aus demselben Bremsversuch mit ABS-Regelung in Abbildung 7.11 miteinander verglichen.

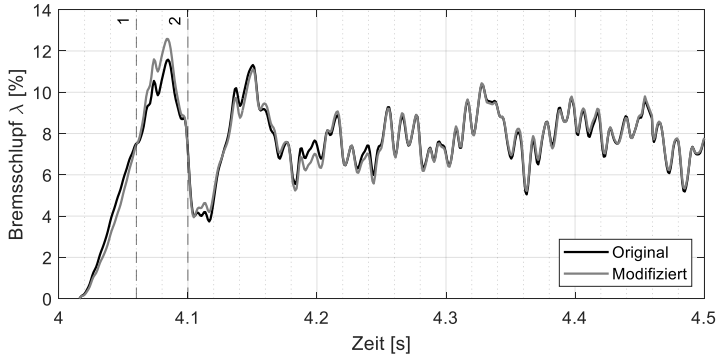


Abbildung 7.11: Zeitverläufe des originalen und modifizierten Bremsschlupfes aus demselben Bremsversuch mit ABS-Regelung

Wird der Zeitraum der Druckaufbauphase und der Beginn der ABS-Regelung bis zu $t = 4,1$ s betrachtet, fallen zwei Bereiche (vgl. 1 und 2 in Abbildung 7.11) auf, in denen der originale Schlupf besonders deutlich vom modifizierten Schlupf abweicht. Die hier ausgewiesenen Unterschiede der beiden Schlupfverläufe werden ausschließlich durch die Berücksichtigung der longitudinalen Achsdynamik bzw. der horizontalen Radmittelpunktgeschwindigkeit \dot{x}_a in der Radmitte verursacht.

Im ersten Bereich ist der Schlupf bei gleichem Reibwert mit Korrektur geringer als im Originalverlauf. Dies lässt sich damit erklären, dass sich der wirkliche Radaufstandspunkt beim Anbremsen durch die Verschiebung des Radmittelpunktes gegenüber dem Aufbau nach hinten bewegt. Dadurch bewegt sich auch der wirkliche Radaufstandspunkt gegenüber dem Aufstandspunkt, der in der vereinfachten Schlupfberechnung angenommenen wird, nach hinten. Das Zusammenwirken der Achs- und Reifendynamik vermindert somit den tatsächlichen Schlupf in diesem Bereich. Nach der Simulationsanalyse in Abbildung 6.11 und der Analyse in [Schw97a] führen in diesem Bereich neben der horizontalen Radmittelpunktgeschwindigkeit \dot{x}_a auch die translatorische Relativgeschwindigkeit des Reifengürtels $\dot{x}_{r,b}$ gegenüber der Radnabe, die Verdre-

hung des Reifengürtels gegenüber der Felge $r_{dyn}\dot{\theta}_{rb}$ sowie die Relativgeschwindigkeit der Kontaktmasse \dot{x}_{rc} gegenüber dem Reifengürtel, die in der vorliegenden Untersuchung nicht messbar sind und daher in die Kompensation nicht eingingen, zu einer noch größeren Abweichung, als in Abbildung 7.11 zu sehen ist.

Im zweiten Bereich setzt die ABS-Regelung ein und dieser Bereich zeigt ebenfalls deutliche Unterschiede zwischen den beiden Bremsschlupfverläufen. Anders als im ersten Bereich, wo die modifizierten Schlupfwerte geringer als die originalen sind, liegt der modifizierte Bremsschlupfverlauf in diesem Bereich über dem originalen. Die in der modifizierten Schlupfberechnung berücksichtigte horizontale Radmittelpunktgeschwindigkeit \dot{x}_a führt zur Vergrößerung des tatsächlichen Bremsschlupfes in der Kontaktfäche. Dies lässt sich damit erklären, dass sich der Radmittelpunkt nach dem Anbremsen bis zum maximalen Verschiebungsweg bewegt hat und nun aufgrund der angeregten longitudinalen Achsschwingung die Bewegungsrichtung geändert hat. Somit bewegt sich der wirkliche Radaufstandspunkt in diesem Zeitbereich durch die Verschiebung des Radmittelpunktes gegenüber dem Aufbau nach vorne und bewegt sich somit auch gegenüber dem Radaufstandspunkt nach vorne, der in der vereinfachten Schlupfberechnung angenommenen wird. Die Korrektur durch die modifizierte Schlupfberechnung ist in diesem Bereich nur auf die Berücksichtigung der in Formel (7.23) enthaltenden horizontalen Radmittelpunktgeschwindigkeit \dot{x}_a zurückzuführen. Es ist daher ebenfalls zu vermuten, dass durch zusätzliche Berücksichtigung der Reifendynamik \dot{x}_{rb} , $r_{dyn}\dot{\theta}_{rb}$ und \dot{x}_{rc} in der Schlupfberechnung, falls die Messtechnik dies ermöglichen würde, weitere Unterschiede zwischen dem originalen und dem kompensierten Bremsschlupf nachgewiesen werden könnten. Durch diese zusätzliche Kompensation könnte auch der tatsächliche Bremsschlupf zwischen Reifen und Fahrbahn noch genauer bestimmt werden. Diese Vermutung wird in Abschnitt 7.5.2 durch Simulationsuntersuchungen überprüft. Die in Abbildung 7.11 dargestellte Abweichung zwischen dem originalen und dem modifizierten Bremsschlupfverlauf insbesondere im zweiten Zeitbereich weisen darauf hin, dass eine verbesserte ABS-Regelgüte zu erwarten ist, wenn während der ABS-Regelung der Bremsschlupf nach der modifizierten Schlupfberechnungsmethode bestimmt wird. In Abbildung 7.12 werden die Standardabweichungen des

Bremsdrucks σ_p , des Bremsschlupfes σ_λ und des Kraftschlussbeiwertes σ_μ aus beiden Schlupfberechnungsmethoden sowie deren prozentuale Reduzierungen $\sigma_{p,\%}$, $\sigma_{\lambda,\%}$ und $\sigma_{\mu,\%}$ mit Hilfe der modifizierten für fünf Messreifen dargestellt. Mit Hilfe diesen in Abschnitt 7.2.2 definierten Kenngrößen können die relativen Optimierungspotenziale der ABS-Regelung aus der modifizierten Schlupfberechnungsmethode bestimmt werden.

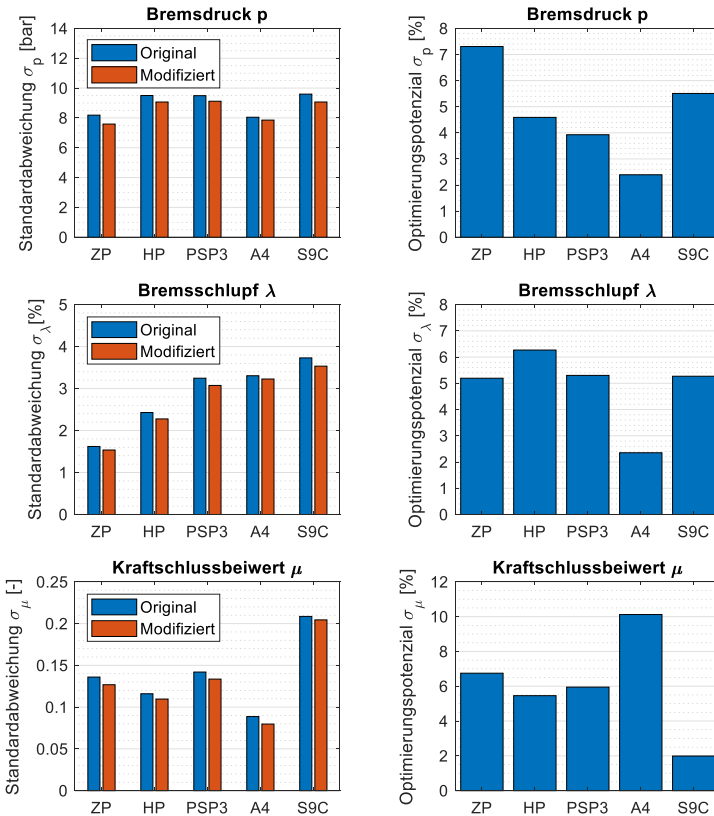


Abbildung 7.12: Standardabweichungen und Optimierungspotenziale des Bremsdrucks, des Bremsschlupfes und des Kraftschlussbeiwertes bei der ABS-Regelung mit modifizierter Schlupfberechnungsmethode für ZP, HP, PSP3, A4 und S9C

Wie aus Abbildung 7.12 hervorgeht, weisen alle Messreifen positive Optimierungspotenziale durch die reduzierten Standardabweichungen aller Kenngrößen der ABS-Regelung auf. Mit der modifizierten Schlupfberechnungsmethode werden die Schwankungen des Bremsdrucks in der Radbremse, des Bremsschlupfes und des Kraftschlussbeiwertes deutlich reduziert. Infolge dieser Schwankungsoptimierungen ist eine Erhöhung des mittleren Kraftschlussbeiwertes zu erwarten.

Abbildung 7.13 stellt die mittleren Kraftschlussbeiwerte μ_{Mit} beider Schlupfberechnungsmethoden und die prozentuelle Erhöhung des mittleren Kraftschlussbeiwertes $\mu_{Mit,\%}$ mit der modifizierten Schlupfberechnungsmethode für alle Messreifen dar.

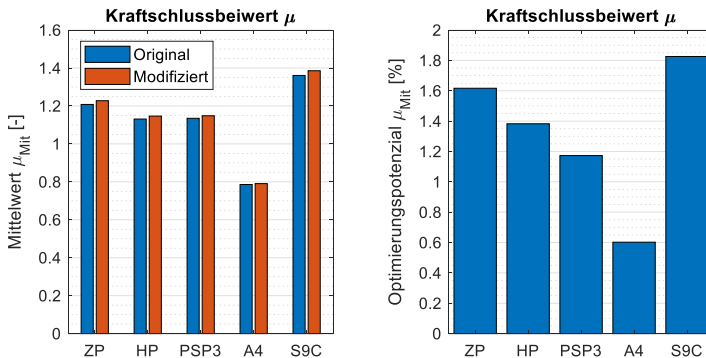


Abbildung 7.13: Mittlere Kraftschlussbeiwerte aus der originalen und modifizierten Schlupfberechnungsmethode, Optimierungspotenzial des mittleren Kraftschlussbeiwertes aus der modifizierten Schlupfberechnungsmethode bei der ABS-Regelung für alle Messreifen

Wie aus Abbildung 7.13 hervorgeht, weisen alle Messreifen positive Optimierungspotenziale bezüglich des mittleren Kraftschlussbeiwertes während der ABS-Regelung mit der modifizierten Schlupfberechnungsmethode auf. Der Sportreifen S9C hat das höchste Optimierungspotenzial. Das liegt daran, dass

die Schlupfsteifigkeit bei diesem Reifen viel höher ist und dass sich damit Regelungenauigkeiten beim Schlupf stärker bemerkbar machen. Im Gegensatz dazu, sind die Optimierungspotenziale beim Winterreifen A4 wegen der deutlich weicheren Struktur am geringsten. Nach Formel (7.23) ergibt sich die Optimierung der modifizierten Schlupfberechnungsmethode aus der Berücksichtigung der horizontalen Radmittelpunktgeschwindigkeit \dot{x}_a in der Schlupfbestimmung. Aus diesem Grund ist zu erwarten, dass der Einfluss der horizontalen Radmittelpunktgeschwindigkeit \dot{x}_a auf den tatsächlichen Bremschlupf umso größer ist, je stärker sich der Radmittelpunkt bewegt, und dass somit ein größeres Optimierungspotenzial für die modifizierte Schlupfberechnungsmethode besteht. In Abbildung 7.14 werden die Optimierungspotenziale des mittleren Kraftschlussbeiwertes nach Abbildung 7.13 und die Effektivwerte der Längsgeschwindigkeit während der ABS-Regelung an der Messstelle RTM für alle Messreifen nebeneinander dargestellt.

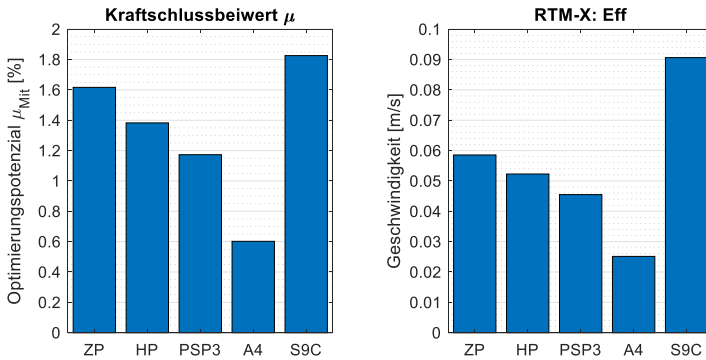


Abbildung 7.14: Optimierungspotenziale des mittleren Kraftschlussbeiwertes und Effektivwerte der Längsgeschwindigkeit an RTM bei der ABS-Regelung für alle Messreifen

Es lässt sich in Abbildung 7.14 die gleiche Tendenz zwischen den Messreifen beim Optimierungspotenzial und bei der Längsgeschwindigkeit an der Radnabe beobachten. Erwartungsgemäß hat derjenige Reifen, der einen höheren Effektivwert der Längsgeschwindigkeit bzw. eine höhere Schwingungsstärke

an der Radnabe hat, ein höheres Optimierungspotenzial des mittleren Kraftschlussbeiwertes bei der ABS-Regelung.

Somit konnte durch die Versuchsergebnisse nachgewiesen werden, dass durch den Einsatz der modifizierten Schlupfberechnungsmethode im ABS-Regelkreis am Prüfstand die Regelgüte der ABS-Regelung für alle Messreifen verbessert werden kann.

7.4 ABS-Regelung mit Zustandsregelung

Die im letzten Abschnitt dargestellte modifizierte Schlupfberechnungsmethode entspricht einer in Abschnitt 2.3.3 analysierten Optimierungsmöglichkeit, welche die Genauigkeit der Regelgröße des ABS-Regelkreises erhöht. In diesem Abschnitt wird die zweite Optimierungsmöglichkeit analysiert, die sich mit der Regelstrecke und der Koppelung des ABS-Reglers mit einem zusätzlichen Regler befasst. Die Regelstrecke im ABS-Regelkreis am Prüfstand entspricht dem Reifen-Fahrwerk-System, um die Reifen- und Radaufhängungsdynamik in der ABS-Regelung zu berücksichtigen. Zur Abbildung der Dynamik dieser Regelstrecke mit Berücksichtigung der fünf Eigenschwingungsmoden (vgl. Abbildung 2.12) kommt das mechanische Ersatzmodell nach Abbildung 2.5 mit Anpassung an die Prüfstandsanwendung zum Einsatz.

Die in Abschnitt 2.3.1 vorgestellten Störgrößen wie z. B. die Fahrbahnunebenheiten, die Reifenungleichförmigkeit und die aufbauinduzierte Radlastschwankung können transient anregende Kräfte sowie longitudinale und vertikale Schwingungen im Reifen-Fahrwerk-System verursachen, deren Einflüsse auf die Kraftübertragung im Reifen-Fahrbahn-Kontakt in Abschnitt 2.2 theoretisch und in Kapitel 6 experimentell untersucht und analysiert wurden. Da das Rad während der ABS-Bremmung möglichst ruhig laufen soll, damit das ABS-Bremssystem das Kraftschlusspotenzial optimal ausnutzen kann, wurden bereits in Abschnitt 2.3.3 zwei Ansätze genannt. Durch den ersten Ansatz bzw. durch die Störgrößenaufschaltung kann die durch eine bestimmte Störgröße verursachte Schlupfänderung mit Hilfe einer entsprechenden Bremsmomenten-

tanpassung kompensiert und somit der Einfluss dieser Störgröße im ABS-Regelkreis unterdrückt werden. Dieser Ansatz wurde bereits in der Literatur [Reul11] untersucht und hat ein positives Optimierungspotenzial für die Regelgüte der ABS-Regelung gezeigt. Der zweite Ansatz bzw. die Zustandsregelung hat das Ziel, durch die Koppelung des ABS-Reglers oder des Bremschlupfreglers im aktuellen ABS-Regelkreis mit einem zusätzlich entwickelten Zustandsregler die durch mehrere Störgrößen verursachte Reifen- und Radaufhängungsdynamik im Reifen-Fahrwerk-System während der Schlupfregelung in der Regelstrecke auszuregulieren oder zu minimieren. Die erste Idee dieses Ansatzes entstand im Rahmen des Forschungsprojektes „Transient Tyre Road Force Transmission“ [Zhou12b], [Zhou13a], [Zhou13b], [Zhou13c], [Zhou13d] aus dem Vorschlag von Herrn Prof. Dr. rer. nat. Prof. Gauterin, die longitudinale Achsschwingung während eines Bremsvorgangs durch Bremsmomentanpassung zu reduzieren.

Voraussetzung der Störgrößenaufschaltung ist, dass die Hauptstörgröße bekannt und messbar ist und der Einfluss der Hauptstörgröße auf die Regelstrecke auch bekannt ist [Lunz13a]. Da im realen Fall die Fahrbahnunebenheit nicht messbar bzw. nicht bekannt ist, kommt hierzu in der vorliegenden Untersuchung der zweite Ansatz, d. h. die Zustandsregelung, zum Einsatz.

In diesem Abschnitt wird zunächst auf die theoretischen Grundlagen der Zustandsregelung eingegangen. Auf Basis deren wird das gesamte Regelkonzept ausgelegt, am Prüfstand implementiert und experimentell untersucht. Dabei ist auch der Einfluss der Zustandsregelung bzw. des zusätzlichen Zustandsreglers auf die ABS-Regelung zu ermitteln.

7.4.1 Grundlage der Zustandsregelung

Alle in diesem Abschnitt wiedergegebenen Grundlagen sind, wenn nicht anders gekennzeichnet, aus [Lunz13a] und [Lunz13b] entnommen.

Im Folgenden werden Standardregelkreise betrachtet, auf die sich die später behandelten Analyse- und Entwurfsverfahren beziehen. Die Regelstrecke wird durch ein Zustandsraummodell

$$\Sigma_S: \begin{cases} \dot{x}(t) = Ax(t) + Bu(t) + Ed(t), & x(0) = x_0 \\ y(t) = Cx(t) \end{cases} \quad (7.24)$$

oder durch ein E/A-Modell im Frequenzbereich

$$\Sigma_S: Y(s) = G(s)U(s) + G_{yd}(s)D(s) \quad (7.25)$$

mit dem n -dimensionalen Zustand $x \in \mathbb{R}^n$, dem p -dimensionalen deterministischen Eingang $u \in \mathbb{R}^p$, dem q -dimensionalen Ausgang $y \in \mathbb{R}^q$, der r -dimensionalen Störung $w \in \mathbb{R}^r$ sowie der Systemmatrix $A \in \mathbb{R}^{n \times n}$, der Steuermatrix $B \in \mathbb{R}^{n \times p}$, der Störmatrix $E \in \mathbb{R}^{n \times r}$ und der Beobachtungsmatrix $C \in \mathbb{R}^{q \times n}$ dargestellt. In diesem Regelstreckenmodell wirkt die Störung $d(t)$ über die Matrix E auf den Systemzustand ein. $G(s)$ und $G_{yd}(s)$ stellen jeweils die Übertragungsfunktion der Eingangs- und Störgrößen dar.

Durch eine Zustandsrückführung

$$u(t) = -Kx(t) \quad (7.26)$$

wird der Zustandsvektor x mit der Regelmatrix K , die die Dimension (m, n) hat, multipliziert und auf die Stellgröße u zurückgeführt, wie in Abbildung 7.15 gezeigt.

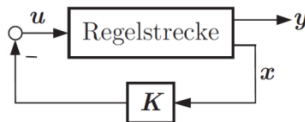


Abbildung 7.15: Zustandsrückführung, nach [Lunz13b]

Wenn nur eine einzige Stellgröße verfügbar ist, steht an Stelle der Matrix K der Zeilenvektor k^T :

$$u(t) = -k^T x(t) \quad (7.27)$$

Voraussetzung für eine Zustandsregelung ist zum einen die genaue Kenntnis des mathematischen Modells der Regelstrecke und zum anderen die Messbarkeit sämtlicher Zustandsvariablen. Da es bei den meisten Systemen der Fall ist, dass nicht alle Zustandsgrößen direkt zu messen sind, muss Zustandsbeobachter eingesetzt werden, um aus den gemessenen Ausgangsgrößen den Systemzustand zu rekonstruieren. Durch die Berücksichtigung der Zustandsgrößen im Regelungskonzept erfolgt eine umfassendere Informationsbereitstellung über das aktuelle Regelergebnis, wodurch eine gezielte Beeinflussung der Strecke ermöglicht wird.

7.4.2 Regelkonzept

Wie in Abschnitt 2.3.2 bereits beschrieben, dient bei derzeitigen ABS- /ESP-Regelsystemen ein unterlagerter Bremsschlupfregler zur Sicherstellung der ABS-Funktion und zur Einstellung der vom ABS-/ESP-Regler vorgegebenen Bremsschlupfänderungen, der bei einer Vollbremsung auch ABS-Regler genannt wird. Das Ziel der Optimierung der Regelstrecke ist, die Schwingungen und Kraftschwankungen im Reifen-Fahrwerk-System während der ABS-Bremsung durch die Koppelung dieses ABS-Reglers mit einem Zustandsregler, der auf einem Schwingungsmodell des Reifen-Fahrwerk-Systems basiert, auszuregeln. Da die Schwingungen und Kraftschwankungen miteinander korrelieren, werden in der vorliegenden Arbeit die Schwingungen als die Zustandsgrößen angenommen.

Zur Veranschaulichung der Koppelungsmöglichkeit des ABS-Reglers mit dem zusätzlichen Zustandsregler im realen Fahrzeug ist das Gesamtregelkonzept in Abbildung 7.16 für ein Viertelfahrzeug dargestellt.

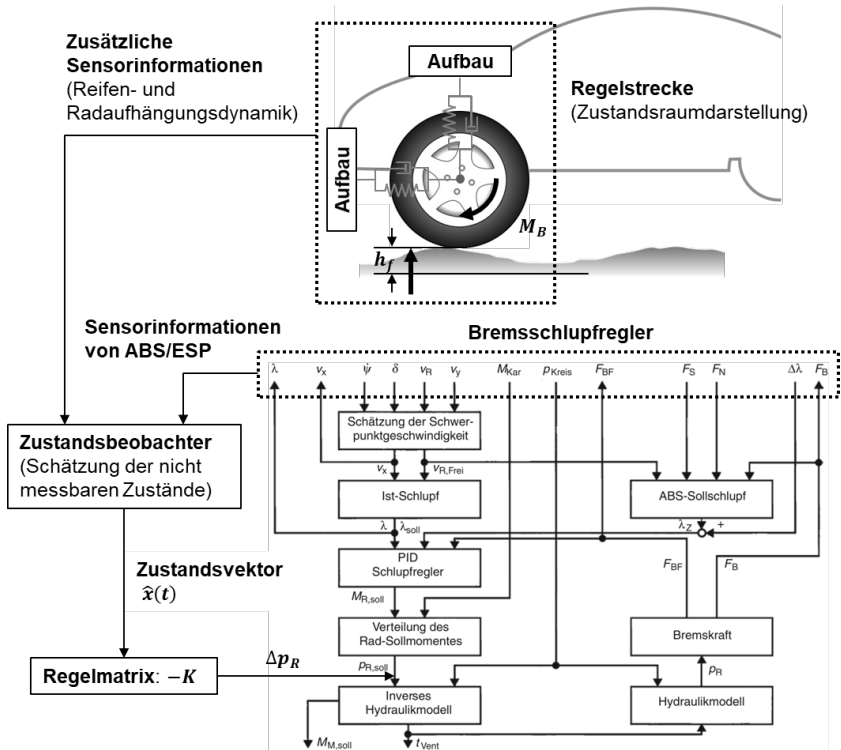


Abbildung 7.16: Gesamtregelkonzept für ein Viertelfahrzeug

Um die negativen Einflüsse der Reifen- und Radaufhängungsdynamik auf die ABS-Regelung zu reduzieren, sollen die Schwingungen und Kraftschwankungen im Reifen-Fahrwerk-System, mit denen die Reifen- und Radaufhängungsdynamik charakterisiert werden kann, während der ABS-Bremmung mit Hilfe geeigneter Sensorik erfasst werden. Um die Sensorinformationen bereitzustellen, die zum Entwurf des Zustandsreglers benötigt werden, stehen zum einen die Sensordaten von ABS/ESP zur Verfügung, die bereits in ABS-/ESP-Regelsystemen vom Bremsschlupfregler verwendet werden. Zum anderen sollen für zusätzliche Informationen, die von heutigen ABS-/ESP-Bremssystemen nicht erfasst werden können, zusätzliche Sensoren in die Regelstrecke eingebaut werden.

Da nicht die gesamte Reifen- und Radaufhängungsdynamik mit vertretbarem Aufwand messbar ist, wird ein Zustandsbeobachter benötigt, um die nicht direkt messbaren Zustände in der Regelstrecke zu schätzen. Aufgrund dieses Zustandsbeobachters kann ein Zustandsvektor $\hat{x}(t)$ ermittelt werden, der die zu minimierende Reifen- und Radaufhängungsdynamik vollständig abbildet.

Mit Hilfe der Regelmatrix, die sich aus dem Verfahren der Zustandsregelung ergibt, wird der Zustandsvektor in einen zusätzlichen Hydraulikdruck Δp_R umgerechnet. Als Bremsmomentsteller regelt dieser Hydraulikdruck im ABS-Regelkreis gegen die abgebildeten Zustände bzw. Schwingungen und Kraftschwankungen innerhalb des Reifen-Fahrwerk-Systems. Der im Bremsschlupfregler gebildete Hydraulikdruck am Rad $p_{R,soll}$ ist also um ein Zusatzbremsdruck Δp_R aus dem Zustandsregler zu erweitern.

Im Folgenden werden beispielhaft die Wirkungskette eines allgemeinen ABS-Regelkreises mit Störgrößenaufschaltung zur Schlupfregelung nach derzeitigem Stand der Technik und die Wirkungskette des oben in Abbildung 7.16 dargestellten Gesamtregelkonzeptes mit Zustandsregelung beschrieben.

Reul stellt in seiner Dissertation [Reul11] eine Störgrößenaufschaltung mit radlastabhängiger ABS-Bremsmomentanpassung zur Kompensation radlastinduzierter Schlupfänderungen vor, bei der die aufbauinduzierten dynamischen Radlaständerungen aus den Vertikalbeschleunigungssensoren der semiaktiven Dämpfung ermittelt werden. Die Wirkungskette des ABS-Regelkreises mit der Störgrößenaufschaltung wird in Abbildung 7.17 durch ein Blockschaltbild veranschaulicht.

Eine Störgrößenaufschaltung benötigt zwei wichtige Informationen: Die Messung oder möglichst gute Schätzung der Störgröße, also hier der aufbauinduzierten Radlaständerungen ΔF_z , und die bekannte Wirkung der Störgröße auf die Regelgröße Bremschlupf λ_B , die Störgrößenübertragungstrecke. Da die Störgröße bzw. die aufbauinduzierte dynamische Radlaständerung ΔF_z in der Realität nicht mit wenig Aufwand messbar ist, wird sie in dieser Arbeit mit Hilfe der serienmäßig verfügbaren Sensorik semiaktiver Dämpfungssysteme geschätzt. Der dynamische Radlastanteil berechnet sich aus einem Einspur-

Koppelmassenmodell anhand der gemessenen Dombeschleunigung \ddot{z}_A und der Radträgerbeschleunigung \ddot{z}_R .

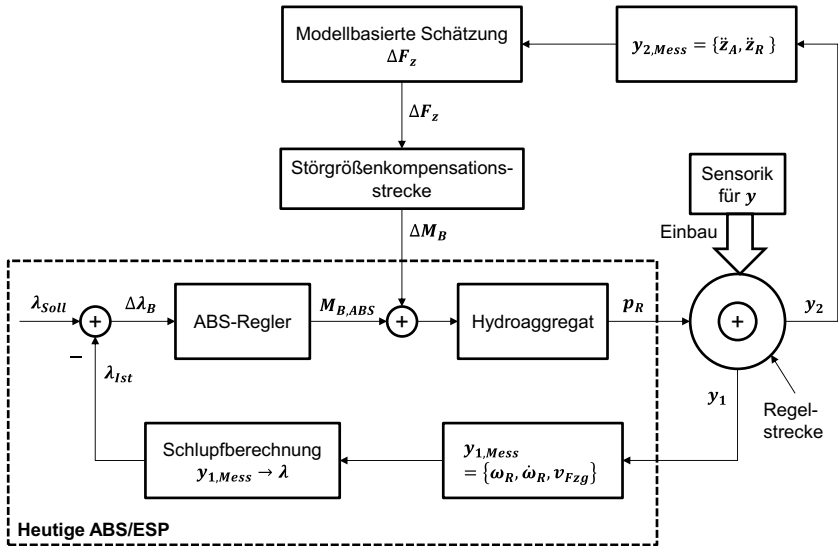


Abbildung 7.17: Blockschaltbild der Wirkungskette der Störgrößenaufschaltung der aufbauinduzierten Radlaständerung

Wenn sich die Störgrößenkompensationsstrecke $\Delta M_B / \Delta F_z$ aus dem Störverhalten $\Delta \lambda_B / \Delta F_z$ und dem Stellverhalten der Regelstrecke (Rad) $\Delta \lambda_B / \Delta M_B$ ergibt, ist zur vollständigen Kompensation einer radlastinduzierten Schlupfänderung eine der Schlupfänderung entgegen gerichtete Bremsmomentänderung ΔM_B zu berechnen.

Die Schlupfregelung des ABS-Reglers bleibt dabei unverändert bestehen. Das radlastabhängige Zusatzbremsmoment ΔM_B wird zum ABS-Sollbremsmoment aus dem Bremsschlupfregler $M_{B,ABS}$ addiert, bevor das Sollbremsmoment in entsprechende Ventilspannungen U_{Vent} für die Ein- und Auslassventile des Hydroaggregates umgerechnet wird. Das Konzept der Störgrößenaufschaltung benötigt nur eine zusätzliche Summationsstelle nach

der Berechnung des Sollbremsmoments im ABS-Algorithmus, ansonsten bleibt der Bremsschlupfregler unverändert. Mit $\Delta M_B = 0$ ist eine serienmäßige ABS-Regelung gegeben, so dass die Störgrößenaufschaltung optimal bei unverändertem ABS eingesetzt werden kann. Wird im Fehlerfall eine Abschaltung der Störgrößenaufschaltung vorgenommen, arbeitet die Bremsanlage wie mit einer üblichen Serien-ABS-Regelung.

Nach der Analyse der Wirkungskette der Störgrößenaufschaltung wird nun auch die Wirkungskette des ABS-Regelkreises mit der neuen Zustandsregelung durch ein Blockschaltbild in Abbildung 7.18 veranschaulicht.

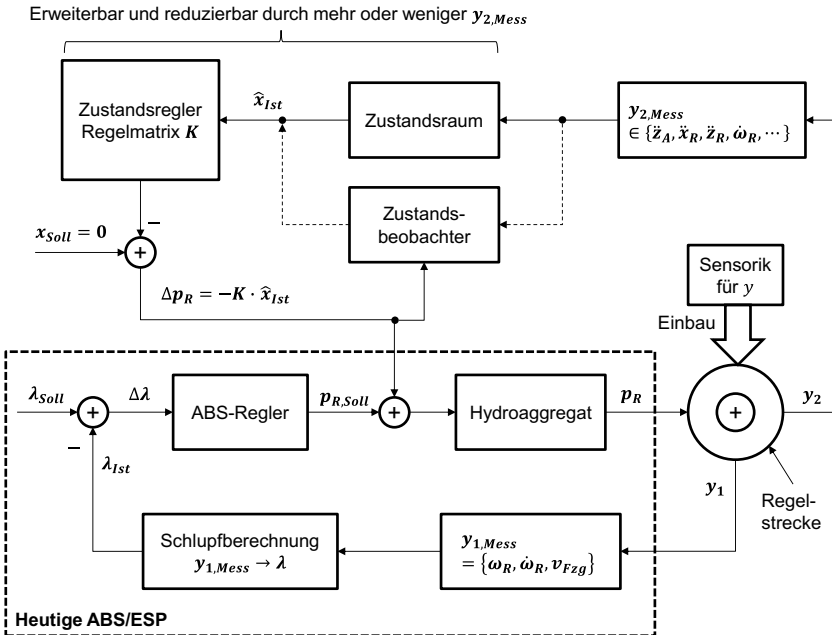


Abbildung 7.18: Blockschaltbild der Wirkungskette des Gesamtregelkonzeptes der Zustandsregelung

Im Vergleich zur Wirkungskette der Störgrößenaufschaltung in Abbildung 7.17 sind in Abbildung 7.18 deutliche Unterschiede, aber auch Ähnlichkeiten zu erkennen. Der Anspruch dieses Regelkonzeptes ist die Verbesserung der Bremswirkung von ABS durch Ausregeln von Radschwingungen während der ABS-Bremsung. Ausgehend davon ist zunächst nicht die Störung selbst, sondern die durch die Störung sowie andere Anregungsquellen verursachte Reifen- und Radaufhängungsdynamik in der Regelstrecke zu berücksichtigen. Das dynamische Übertragungssystem der Regelstrecke soll durch die Darstellung der Regelstrecke in einen Zustandsraum mit einer genügend großen Anzahl von Zustandsgrößen abgebildet werden. Die Zustandsgrößen bzw. die Freiheitsgrade des Zustandsraums bestimmen, welche Reifen- und Radaufhängungsdynamik hinsichtlich der Eigenschwingungsmoden des Reifen-Fahrwerk-Systems durch die Zustandsregelung geregelt werden. Auf Basis des Zustandsraums der Regelstrecke benötigt die Zustandsregelung ebenfalls drei wichtige Informationen:

- Das Zustandsraumverfahren benötigt ein geeignetes mechanisches Modell, das die betreffende Reifen- und Radaufhängungsdynamik abbilden kann
- Eine gute Steuerbarkeit des Systems durch die Eingangsgrößen
- Eine gute Messbarkeit oder Beobachtbarkeit der Zustandsgrößen

Wenn nicht alle Zustandsgrößen mit vertretbarem Aufwand messbar sind, müssen die nicht messbaren Zustandsgrößen mit einem Zustandsbeobachter geschätzt werden. Der gemessene oder beobachtete Zustandsvektor \hat{x}_{Ist} wird dann durch den Zustandsregler mit der Regelmatrix K multipliziert und mit der Führungsgröße x_{Soll} verglichen. Da das Ziel dieser Zustandsregelung ist, die Schwingungen und Kraftschwankungen innerhalb des Reifen-Fahrwerk-Systems während der ABS-Bremsung zu minimieren, werden alle Größen des Zielvektors x_{Soll} auf null gesetzt. Die Regelabweichung des Zustandsreglers $-K \cdot \hat{x}_{Ist}$ soll in die Stellgröße Δp_R umgerechnet und durch das Stellglied des Regelkreises, d. h. das Hydroaggregat, in die Regelstrecke zurückgeführt werden. Durch diese Zustandsregelung ist der Zustandsvektor x_{Ist} stets auf den Zielvektor x_{Soll} zu regeln.

Die Zustandsraumdarstellung der Regelstrecke ist nicht eindeutig festzulegen. Eine Regelstrecke kann je nach Anforderung der Modellgenauigkeit sowie der Messbarkeit und Beobachtbarkeit der Zustandsgrößen unterschiedlich dargestellt werden. Die Dimension des Zustandsvektors und deshalb auch der Regelmatrix ist erweiterbar oder auch reduzierbar. In Abbildung 7.18 sind beispielhaft die vertikale Dombeschleunigung \ddot{z}_A , die longitudinale und vertikale Radträgerbeschleunigung \ddot{x}_R und \ddot{z}_R , die Radwinkelgeschwindigkeit ω_R und die Radwinkelbeschleunigung $\dot{\omega}_R$ als messbare Ausgangsgrößen genannt, da sie in der Realität mit wenig Aufwand durch Einbau von geeigneter Sensorik erfasst werden können. Die Beschleunigungen sind durch Einbau von Beschleunigungsaufnehmern zu messen. Das Drehzahl- bzw. Winkelgeschwindigkeitssignal des individuellen Rades ist in heutigen ABS/ESP-Systemen vorhanden und die Raddreh- bzw. Radwinkelbeschleunigung kann entweder aus dem Drehzahlsignal bestimmt werden oder durch Einbau eines Drehbeschleunigungssensors gemessen werden. Zwei unterschiedliche Zustandsraumdarstellungen der Regelstrecke eines Viertelfahrzeugs nach Abbildung 2.5 mit denselben messbaren Ausgangsgrößen werden bereits in [Zhou16] beschrieben, nämlich eine vollständige und eine reduzierte. Die Analyse des reduzierten Zustandsraummodells zeigt eine vollständige Steuer- und Beobachtbarkeit des Systems. D. h. jeder Freiheitsgrad des Systems kann mit Hilfe des entsprechenden Sensors durch die Eingangsgröße geregelt werden. Die nicht vollständige Steuerbarkeit des vorgestellten vollständigen Zustandsraummodells zeigt, dass die im reduzierten Zustandsraum nicht mehr berücksichtigten Freiheitsgrade des Reifengürtels und der Kontaktmasse von den anderen steuerbaren Zustandsgrößen abhängig sind. Aufgrund dieser Abhängigkeit ist zu erwarten, dass sie durch die Regelung bzw. Minimierung der steuerbaren Zustandsgrößen auch mitreduziert werden. Diese Erwartung wurde bereits durch Simulationsergebnisse überprüft. Ausgehend davon lassen sich dann vier Mindestfälle bzw. Mindestanforderungen der Zustandsregelung ableiten:

- Einbau des Beschleunigungsaufnehmers für \ddot{z}_A zur Regelung der vertikalen Aufbaudynamik bzw. der vertikalen Aufbauschiwingung oder
- Einbau des Beschleunigungsaufnehmers für \ddot{x}_R zur Regelung der longitudinalen Radaufhängungsdynamik bzw. der longitudinalen Achsschiwingung oder

- Einbau des Beschleunigungsaufnehmers für \ddot{z}_R zur Regelung der vertikalen Radaufhängungsdynamik bzw. der vertikalen Achsschwingung oder
- Verwendung des ABS-Drehwinkelgeschwindigkeitssignals ω_R oder Einbau eines Drehwinkelbeschleunigungssensors für $\dot{\omega}_R$ zur Regelung der Reifenrotationsdynamik bzw. der Drehschwingung des Rades

Die vier Mindestfälle können beliebig kombiniert werden, damit mehrere Schwingungsanteile gleichzeitig in der Regelstrecke ausgeregelt werden können.

Die Kopplung des Zustandsreglers mit dem im ABS/ESP unterlagerten Bremschlupfregler ist ähnlich der Störgrößenaufschaltung in Abbildung 7.17. Die Schlupfregelung des ABS-Reglers bleibt ebenfalls dabei unverändert bestehen. Der zustandsabhängige Zusatzbremsdruck Δp_R wird zum Sollbremsdruck aus dem Bremschlupfregler $p_{R,Soll}$ addiert, bevor der Solldruck in Ventilspannungen U_{Vent} für die Ein- und Auslassventile des Hydroaggregates umgerechnet wird. Das Konzept der Zustandsregelung benötigt nur eine zusätzliche Summationsstelle nach der Berechnung des Sollbremsdrucks im ABS-Algorithmus, ansonsten bleibt der Bremschlupfregler unverändert. Mit $\Delta p_R = 0$ ist eine serienmäßige ABS-Regelung gegeben, sodass die Zustandsregelung optimal bei einem sonst unveränderten ABS eingesetzt werden kann. Wird im Fehlerfall eine Abschaltung der Zustandsregelung vorgenommen, arbeitet auch diese Bremsanlage wie mit einer üblichen Serien-ABS-Regelung.

Aufgrund der Analyse der Wirkungskette des ABS-Regelkreises mit Zustandsregelung lässt sich die Implementierung des Gesamtregelkonzeptes in vier Schritten durchführen:

- 1) Zustandsraumdarstellung der Regelstrecke, welche das Zustandsraummodell und die zu regelnden Zustandsgrößen des Reifen-Fahrwerk-Systems beschreibt,
- 2) Einbau von zusätzlichen Sensoren in die Regelstrecke für die direkt messbaren Zustandsgrößen,

- 3) Entwurf eines Zustandsbeobachters, der die Schätzung der nicht direkt messbaren Zustandsgrößen ermöglicht,
- 4) Entwurf des Zustandsreglers bzw. der Regelmatrix.

Auf die Bearbeitung der jeweiligen Schritte wird es in den nachfolgenden Abschnitten eingegangen.

7.4.3 Zustandsraumdarstellung

Als eine bekannte Form der Systembeschreibung eines dynamischen Übertragungssystems ist die Zustandsraumdarstellung eine effiziente Methode zur Analyse dynamischer Systeme und insbesondere zur regelungsthechnischen Behandlung von Mehrgrößensystemen, nichtlinearen und zeitvariablen Übertragungssystemen [Unbe08].

Das Ziel der Zustandsraumdarstellung ist, ein dynamisches System Σ , hier die Regelstrecke bzw. das Reifen-Fahrwerk-System am Prüfstand, durch ein Zustandsraummodell, das durch zwei Gleichungen bzw. eine Zustandsdifferenzialgleichung erster Ordnung und eine Ausgangsgleichung beschrieben wird, darzustellen,

$$\Sigma: \begin{cases} \dot{x}(t) = Ax(t) + Bu(t) + Ed(t), & x(0) = x_0 \\ y(t) = Cx(t) + Du(t) + Fd(t), \end{cases} \quad (7.28)$$

wobei $x(t) \in \mathbb{R}^n$ der Zustandsvektor ist, $u(t) \in \mathbb{R}^p$ der Eingangsgrößenvektor, $y(t) \in \mathbb{R}^q$ der Ausgangsgrößenvektor und $d(t) \in \mathbb{R}^r$ der Störgrößenvektor ist. Das System kann durch die Systemmatrix $A \in \mathbb{R}^{n \times n}$, die Eingangsmatrix $B \in \mathbb{R}^{n \times p}$, die Störmatrix $E \in \mathbb{R}^{n \times r}$, die Ausgangsmatrix $C \in \mathbb{R}^{q \times n}$ und im Falle sprungförmiger Systeme unter Hinzunahme der Durchgangsmatrix $D \in \mathbb{R}^{q \times p}$ und der Störmatrix $F \in \mathbb{R}^{q \times r}$ beschrieben werden [Lunz13b].

Mit Hilfe der Laplacetransformation erhält man aus den Differenzialgleichungen bei $x_0 = 0$ und $d = 0$ die Eingang/Ausgang-Beschreibung im Frequenzbereich [Lunz13b]

$$Y(s) = G(s)U(s) \quad (7.29)$$

mit der Übertragungsfunktionsmatrix

$$G(s) = C(sI - A)^{-1}B + D \quad (7.30)$$

Vollständige Zustandsraumdarstellung des Reifen-Fahrwerk-Systems

Bei der vollständigen Zustandsraumdarstellung wird von einem mechanischen Ersatzmodell der Regelstrecke ausgegangen. Die vollständige Zustandsraumdarstellung der Regelstrecke bedeutet hier, dass der Zustandsraum der Regelstrecke so dargestellt wird, dass die in Abbildung 3.11 dargestellte Dynamik des Reifen-Fahrwerk-Systems und somit die in Abbildung 2.12 gezeigten Eigenschwingungsmoden des Reifen-Fahrwerk-Systems (Mode 1 bis 5), die beim transienten Bremsvorgang angeregt werden können, im Zustandsraummodell der Regelstrecke abgebildet werden können. Da das in Abschnitt 2.2.2 beschriebene mechanische Ersatzmodell des Viertelfahrzeugs die Anforderung der vollständigen Zustandsraumdarstellung der Regelstrecke am Prüfstand erfüllt und auch durch die Linearisierung der μ -Schlupf-Kurve um einen stationären Arbeitspunkt analytisch lösbar ist, kann das vollständige Zustandsraummodell der Regelstrecke am Prüfstand auf Basis der linearisierten Version des Viertelfahrzeugmodells abgebildet werden. Die linearisierte Version aller Bewegungsgleichungen ist in A.5 zu entnehmen. Die Bewegungsgleichungen stellen die Vorlage für die Zustandsdifferenzialgleichungen dar. Dabei müssen die Zustandsdifferenzialgleichungen für die Masse der Radnabe angepasst werden, da der vertikale Freiheitsgrad der anteiligen Aufbaumasse am Prüfstand entfällt.

Anhand der sieben Zustandsdifferenzialgleichungen von sieben unabhängigen Zustandsgrößen bzw. Freiheitsgraden ergibt sich der 14×1 Zustandsvektor als:

$$x(t) = [x_a \ z_a \ \theta_a \ x_b \ z_b \ \theta_b \ x_c \ \dot{x}_a \ \dot{z}_a \ \dot{\theta}_a \ \dot{x}_b \ \dot{z}_b \ \dot{\theta}_b \ \dot{x}_c]^T \quad (7.31)$$

Die einzige Eingangsgröße dieses Reifen-Fahrwerk-Systems stellt das Bremsmoment am Rad M_{ay} dar. Die Fußpunkterregung der Fahrbahnunebenheit h_f

wird als eine Störgröße des Systems angenommen. Der 1×1 Eingangsgrößen- und Störgrößenvektor des Zustandsmodells lautet dann jeweils wie folgt:

$$u(t) = M_{ay} \quad (7.32)$$

$$d(t) = h_f \quad (7.33)$$

Die 14×14 Systemmatrix A , die 14×1 Eingangsmatrix B und Störmatrix E werden in A.5 gegeben.

Analyse der Messbarkeit der Zustandsgrößen

Vor der Abbildung der Ausgangsgleichungen müssen zunächst die Zustandsgrößen in diesem Zustandsraummodell festgelegt werden, die in der Realität mit geringstem Aufwand direkt messbar sind. Die Notwendigkeit einfacher Messbarkeit wird als wesentliche Voraussetzung der Beobachtbarkeit des Systems hervorgehoben. Die messbaren Zustandsgrößen sind wie folgt:

- 1) Die Messung der Längs- und Vertikalradträgerbeschleunigung \ddot{x}_a und \ddot{z}_a kann durch den Einbau zweier Beschleunigungsaufnehmer in der jeweiligen Richtung oder eines mehraxialen Beschleunigungsaufnehmers am Radträger nahe dem Radmittelpunkt implementiert werden.
- 2) Das Drehzahlsignal des individuellen Rades $\dot{\theta}_a$ ist im heutigen ABS/ESP-System vorhanden. Sollten speziell die dynamischen Vorgänge im Raddrehzahlsignal untersucht werden, können hochauflösende Drehimpulsgeber oder Drehbeschleunigungssensoren zum Einsatz kommen.

Die anderen Zustandsgrößen im Zustandsvektor sind im realen Fahrzeug nicht mit wenig Aufwand durch Sensorik oder durch kleine Änderungen der Fahrzeugbauteile zu messen. Die drei mit weniger Aufwand messbaren Größen können mit Hilfe von Integralrechnung und Hochpassfilterung als die Komponente des Ausgangsgrößenvektors festgelegt. Der 6×1 Ausgangsgrößenvektor $y(t)$ lautet dementsprechend:

$$y(t) = [x_a \ z_a \ \theta_a \ \dot{x}_a \ \dot{z}_a \ \dot{\theta}_a]^T \quad (7.34)$$

Die 6×14 Ausgangsmatrix C , die 6×1 Durchgangsmatrix D sowie die 6×1 Störmatrix F werden ebenfalls in A.5 gegeben.

Das heißt, dass alle sechs Ausgangsgrößen des Systems von der Störgröße unabhängig sind. Soweit steht das vollständige Zustandsraummodell der Regelstrecke für weitere Schritte zur Verfügung. Mit diesem Zustandsmodell kann die Übertragungsfunktion zwischen einer beliebigen Eingangs- und Ausgangsgröße ermittelt werden. Zusätzlich zu den messbaren Ausgangsgrößen wird jedoch ein Zustandsbeobachter zur Schätzung aller Zustandsgrößen benötigt.

Analyse der Steuerbarkeit und Beobachtbarkeit

Um die Realisierbarkeit einer Regelung abzuschätzen, müssen Steuerbarkeit und Beobachtbarkeit des Systems analysiert werden. Die Steuerbarkeit beschreibt die Beeinflussbarkeit der Systemzustände $x(t) \in \mathbb{R}^n$ durch den Eingangsvektor $u(t) \in \mathbb{R}^p$, die Beobachtbarkeit bezieht sich auf die Kenntnisse über die Systemzustände, die aus dem Ausgangsvektor y herleitbar sind. Nach Definition der Steuerbarkeit in [Lunz13b] heißt ein System Σ vollständig steuerbar, wenn es in endlicher Zeit t_e von jedem beliebigen Anfangszustand x_0 durch eine geeignet gewählte Eingangsgröße $u_{[0,t_e]}$ in einen beliebig vorgegebenen Endzustand $x(t_e)$ überführt werden kann. Die vollständige Steuerbarkeit eines Systems kann mit dem von KALMAN vorgeschlagenen Kriterium geprüft werden. Dieses Kriterium bezieht sich auf die Steuerbarkeitsmatrix

$$S_S = (B \ AB \ A^2B \ \dots \ A^{n-1}B) \quad (7.35)$$

die eine $(n, n \times p)$ -Matrix ist. Wenn das System nur eine Eingangsgröße hat, ist die Matrix S_S quadratisch. Nach dem Steuerbarkeitskriterium von KALMAN [Lunz13b] ist das System $\Sigma = (A, B)$ genau dann vollständig steuerbar, wenn die Steuerbarkeitsmatrix S_S den Rang n hat:

$$\text{Rang } S_S = n \quad (7.36)$$

Bei den meisten technischen Systemen sind nicht alle Zustandsvariablen messbar. Stattdessen kann nur der Ausgangsvektor $y(t) \in \mathbb{R}^q$ messtechnisch erfasst werden. Nach der Definition der Beobachtbarkeit in [Lunz13b] heißt ein System $\Sigma = (A, B, C)$ vollständig beobachtbar, wenn der Anfangszustand x_0 aus dem über einem endlichen Intervall $[0, t_e]$ bekannten Verlauf der Eingangsgröße $u_{[0, t_e]}$ und der Ausgangsgröße $y_{[0, t_e]}$ bestimmt werden kann. Das Kalmankriterium bezieht sich auf die Beobachtbarkeitsmatrix

$$S_B = (C \quad CA \quad CA^2 \quad \dots \quad CA^{n-1})^T \quad (7.37)$$

die eine $(q \times n, n)$ -Matrix ist. Sie ist quadratisch, wenn das System nur eine Ausgangsgröße besitzt. Nach dem Beobachtbarkeitskriterium von KALMAN [Lunz13b] ist das System $\Sigma = (A, C)$ genau dann vollständig beobachtbar, wenn die Beobachtbarkeitsmatrix S_B den Rang n hat:

$$\text{Rang } S_B = n \quad (7.38)$$

Die Schätzung der Steuerbarkeit des vollständigen Zustandsraummodells nach dem KALMAN-Kriterium erfolgt in MATLAB zunächst durch die Funktion $S_S = \text{ctrb}(A, B)$, die die Steuerbarkeitsmatrix S_S bildet, und dann durch die Funktion $\text{rank}(S_S)$, die den Rang dieser Matrix bzw. die Anzahl der steuerbaren Zustände des Systems bestimmt. Das so geschätzte Ergebnis der Steuerbarkeit des vollständigen Zustandsraummodells ergibt sich zu sechs, was auf eine nicht vollständige Steuerbarkeit des Systems hinweist. Das Ergebnis zeigt, dass nur vier Zustandsgrößen im Zustandsvektor existieren, deren beliebige Zustände durch eine geeignete gewählte Eingangsgröße in einen vorgegebenen Zustand umgesteuert werden können.

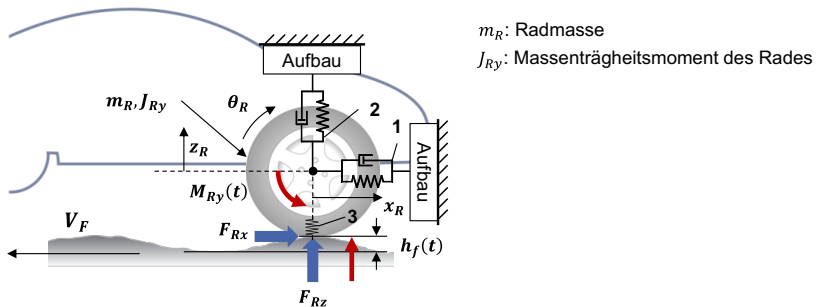
Die Schätzung der Beobachtbarkeit des vollständigen Zustandsraummodells nach dem KALMAN-Kriterium erfolgt in MATLAB zunächst durch die Funktion $S_B = \text{obsv}(A, B)$, die die Beobachtbarkeitsmatrix S_B bildet, und dann durch die Funktion $\text{rank}(S_B)$, die den Rang dieser Matrix bzw. die Anzahl der beobachtbaren Zustände des Systems bestimmt. Das so geschätzte Ergebnis der Beobachtbarkeit des vollständigen Zustandsraummodells ergibt sich zu acht, was auf eine nicht vollständige Beobachtbarkeit des Systems hinweist.

Das Ergebnis zeigt, dass nur sechs Zustandsgrößen im Zustandsvektor existieren, deren beliebige Zustände aus den Eingangs- und Ausgangsgrößen bestimmbar sind.

Die Analyse der Steuerbar- und Beobachtbarkeit des vollständigen Zustandsraummodells stellt die Notwendigkeit der Reduzierung dieses Modells auf die steuer- und beobachtbaren Zustandsgrößen bzw. Freiheitsgrade des Reifen-Fahrwerk-Systems dar. Aufgrund dieser Ergebnisse ist zu erwarten, dass durch eine Reduzierung des vollständigen Zustandsraummodells auf die vier steuerbaren Zustandsgrößen ($x_a, \theta_a, \dot{x}_a, \dot{\theta}_a$) bzw. auf die steuerbaren Freiheitsgrade des Reifen-Fahrwerk-Systems eine vollständige Steuerbarkeit des Systems in der Längsrichtung erreicht werden kann. Im Folgenden wird die Reduzierung des Zustandsraummodells diskutiert.

Reduzierung des Zustandsraummodells

Wie das mechanische Ersatzmodell des Viertelfahrzeugs in Abbildung 2.5 für die vollständige Zustandsraumdarstellung lässt sich ein vereinfachtes mechanisches Ersatzmodell des Viertelfahrzeugs in Abbildung 7.19 zur Darstellung des reduzierten Zustandsraums einsetzen.



1. Längssteifigkeit (c_{ax}) und -dämpfung (k_{ax}) der Radaufhängung
2. Vertikalsteifigkeit (c_{az}) und -dämpfung (k_{az}) der Radaufhängung
3. Vertikalsteifigkeit (c_{rz}) des Rades

Abbildung 7.19 Vereinfachtes mechanisches Ersatzmodell des Viertelfahrzeugs

Nach dieser Modellvorstellung wird der Reifengürtel nicht mehr separat mit drei Freiheitsgraden betrachtet, sondern zusammen mit der Radnabe als Einheit des Rades m_R angenommen. Das Rad hat drei Freiheitsgrade jeweils in der Längs-, Vertikal- und Drehrichtung. Die Federsteifigkeiten und Dämpfungen zwischen dem Fahrzeugaufbau und dem Rad bleiben im Vergleich zum vollständigen Modell unverändert. Die für das vollständige mechanische Ersatzmodell des Viertelfahrzeugs definierten Eingangs- und Ausgangsgrößen werden auch hier für das reduzierte Modell angenommen.

Die internen Kräfte in der Radaufhängung zwischen Aufbau und Rad lauten:

$$F_{ARx} = k_{ax}\dot{x}_R + c_{ax}x_R \quad (7.39)$$

$$F_{ARz} = k_{az}\dot{z}_R + c_{az}z_R \quad (7.40)$$

Die Radlast zwischen Reifen und Fahrbahn lautet:

$$F_{Rz} = c_{rz}(h_f - z_R) \quad (7.41)$$

Die Schlupfgeschwindigkeit zwischen Reifen und Fahrbahn lautet:

$$V_{Rsx} = (\dot{x}_R + V_F) - r_{dyn}\dot{\theta}_R \quad (7.42)$$

Und der Längsschlupf zwischen Reifen und Fahrbahn ergibt sich zu:

$$\lambda = \frac{-V_{Rsx}}{V_F} = \frac{r_{dyn}\dot{\theta}_R - \dot{x}_R - V_F}{V_F} \quad (7.43)$$

Die übertragene Bremskraft zwischen der Kontaktmasse und der Fahrbahn F_{Rx} wird hier als Funktion des Kraftschlussbeiwertes μ und der Radlast F_{Rz} abgebildet, wobei der Kraftschlussbeiwert wieder eine Funktion des Bremschlupfes nach einer vorgegebenen μ -Schlupf-Kurve ist.

$$F_{Rx} = \mu(\lambda) \cdot F_{Rz} \quad (7.44)$$

Die Bewegungsgleichungen der jeweiligen Massen lauten:

$$m_R \ddot{x}_R = F_{Rx} - F_{ARx} \quad (7.45)$$

$$m_R \ddot{z}_R = F_{Rz} - F_{ARz} \quad (7.46)$$

$$J_{Ry} \ddot{\theta}_{Ry} = -r_{dyn} F_{Rx} - M_{Ry} \quad (7.47)$$

Die Linearisierung um einen stationären Arbeitspunkt auf der μ -Schlupf-Kurve wird ebenfalls für die Erstellung der Bewegungsgleichungen durchgeführt. Im realen Fall kann dieser stationäre Arbeitspunkt je nach Arbeitspunkt des ABS-Bremssystems des Fahrzeugs definiert werden. Im vorliegenden Beispiel wird dieser Punkt als kurz vor dem maximalen Kraftschlussbeiwert bzw. $\mu_0 = 0,95 \cdot \mu_{Max}$ angenommen. Die linearisierte Version der Kräfte und Moment lautet:

$$\tilde{F}_{ARx} = k_{ax} \dot{\tilde{x}}_R + c_{ax} \tilde{x}_R \quad (7.48)$$

$$\tilde{F}_{ARz} = k_{az} \dot{\tilde{z}}_R + c_{az} \tilde{z}_R \quad (7.49)$$

$$\tilde{F}_{Rz} = c_{rz} (\tilde{h}_f - \tilde{z}_R) \quad (7.50)$$

$$\tilde{F}_{Rx} = \tilde{\mu} F_{Rz0} + \mu_0 \tilde{F}_{Rz} = C_\lambda \tilde{\lambda} F_{Rz0} + \mu_0 c_{rz} (\tilde{h}_f - \tilde{z}_R) \quad (7.51)$$

$$\tilde{V}_{Rsx} = \dot{\tilde{x}}_R - r_{dyn} \dot{\tilde{\theta}}_R \quad (7.52)$$

wobei F_{Rz0} die statische Radlast ist.

Die linearisierte Version der Bewegungsgleichungen lautet nun:

$$m_R \ddot{\tilde{x}}_R = \tilde{F}_{Rx} - \tilde{F}_{ARx} \quad (7.53)$$

$$m_R \ddot{\tilde{z}}_R = \tilde{F}_{Rz} - \tilde{F}_{ARz} \quad (7.54)$$

$$J_{Ry} \ddot{\tilde{\theta}}_R = -r_{dyn} \tilde{F}_{Rx} - \tilde{M}_{Ry} \quad (7.55)$$

Der 6×1 Zustandsvektor ergibt sich aus den drei Freiheitsgraden des Systems und setzt sich demnach aus sechs unabhängigen Zustandsgrößen zusammen. Wird das Zeichen \sim vernachlässigt, ergibt sich der Zustandsvektor zu:

$$x(t) = [x_R \ z_R \ \theta_R \ \dot{x}_R \ \dot{z}_R \ \dot{\theta}_R]^T \quad (7.56)$$

Die 6×6 Systemmatrix A ergibt sich aus der linearisierten Version der Bewegungsgleichungen als:

$$A = [A_1; A_2; A_3; A_4; A_5; A_6] \quad (7.57)$$

wobei:

$$A_1 = [0 \ 0 \ 0 \ 1 \ 0 \ 0] \quad (7.58)$$

$$A_2 = [0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 1 \ 0] \quad (7.59)$$

$$A_3 = [0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 1] \quad (7.60)$$

$$A_4 = \begin{bmatrix} -\frac{c_{ax}}{m_R} & -\frac{\mu_0 c_{rz}}{m_R} & 0 & & & \\ & -\left(\frac{C_\lambda F_{Rz0}}{m_R |V_F|} + \frac{k_{ax}}{m_R}\right) & 0 & \frac{C_\lambda F_{Rz0} r_{dyn}}{m_R |V_F|} & & \end{bmatrix} \quad (7.61)$$

$$A_5 = \begin{bmatrix} 0 & -\frac{(c_{az} + c_{rz})}{m_R} & 0 & 0 & -\frac{k_{az}}{m_R} & 0 \end{bmatrix} \quad (7.62)$$

$$A_6 = \begin{bmatrix} 0 & \frac{r_{dyn} \mu_0 c_{rz}}{J_{Ry}} & 0 & \frac{r_{dyn} C_\lambda F_{Rz0}}{J_{Ry} |V_F|} & 0 & -\frac{r_{dyn}^2 C_\lambda F_{Rz0}}{J_{Ry} |V_F|} \end{bmatrix} \quad (7.63)$$

Der Eingangsgrößenvektor mit einem einzigen Element, d. h. dem Bremsmoment M_{Ry} , lautet:

$$u(t) = M_{Ry}(t) \quad (7.64)$$

Die 6×1 Eingangsmatrix B lautet:

$$B = \left[0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 - \frac{1}{J_{Ry}} \right]^T \quad (7.65)$$

Die Fußpunkterregung der Fahrbahnunebenheit h_f wird als die Störgröße des Systems angenommen.

$$d(t) = h_f(t) \quad (7.66)$$

Die 6×1 Störmatrix E lautet:

$$E = \left[0 \ 0 \ 0 \ \frac{\mu_0 c_{rz}}{m_R} \ \frac{c_{rz}}{m_R} \ - \frac{r_{dyn} \mu_0 c_{rz}}{J_{Ry}} \right]^T \quad (7.67)$$

Nach der Analyse der Messbarkeit der Zustandsgrößen werden die mit weniger Aufwand messbaren Beschleunigungen und Drehzahl in der Radmitte mit Hilfe von Integralrechnung und Hochpassfilterung als Komponenten des Ausgangsgrößenvektors angenommen. Der 6×1 Ausgangsgrößenvektor $y(t)$ ergibt sich zu:

$$y(t) = [x_R \ z_R \ \theta_R \ \dot{x}_R \ \dot{z}_R \ \dot{\theta}_R]^T \quad (7.68)$$

Die 6×6 Ausgangsmatrix C ergibt sich zu einer Einheitsmatrix:

$$C = I_6 \in \mathbb{R}^{6 \times 6} \quad (7.69)$$

Die 6×1 Durchgangs D und die 6×1 Störmatrix F ergeben sich zu:

$$D = [0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0]^T \quad (7.70)$$

$$F = [0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0]^T \quad (7.71)$$

Somit ist das reduzierte Zustandsraummodell der Regelstrecke mit insgesamt 6 Zustandsgrößen und 12 Parametern aufgebaut. Alle verwendeten Parameter sind in Tabelle 7.4 aufgelistet.

Tabelle 7.4: Parameter des vereinfachten Zustandsraummodells

Nr.	Parameter	Beschreibung
1	m_R	Radmasse
2	J_{Ry}	Radträgheitsmoment
3	c_{ax}	Längssteifigkeit der Radaufhängung
4	k_{ax}	Längsdämpfung der Radaufhängung
5	c_{az}	Vertikalsteifigkeit der Radaufhängung
6	k_{az}	Vertikaldämpfung der Radaufhängung
7	c_{rz}	Vertikalsteifigkeit des Rades
8	r_{dyn}	Dynamischer Rollhalbmesser
9	μ_0	Stationärer Arbeitspunkt
10	C_λ	Schlupfsteifigkeit bei μ_0
11	F_{Rz0}	Statische Radlast
12	V_F	Fahrbahngeschwindigkeit

Wie beim vollständigen Zustandsraummodell wird die Analyse der Steuer- und Beobachtbarkeit für dieses reduzierte System durchgeführt. Die Analyse nach dem KALMAN-Kriterium zeigt, dass das reduzierte System in der Längs- und Drehrichtung steuerbar sowie vollständig beobachtbar ist. D. h. die Zustandsgrößen $(x_a, \theta_a, \dot{x}_a, \dot{\theta}_a)$ dieses Systems können durch die Eingangsgröße gesteuert und durch die Messgrößen beobachtet werden. Wenn das System diese beiden Bedingungen erfüllt, ist das System in der Längs- und Drehrichtung regelbar. Die Feststellung der Steuer- und Beobachtbarkeit des Systems anhand von Kriterien ist die notwendige Voraussetzung für den Reglerentwurf.

Da die Zustandsgrößen dieses reduzierten Zustandsraummodells aufgrund des Mehraufwands nicht direkt gemessen werden, können sie mit Hilfe eines Zustandsbeobachters aus den Messgrößen geschätzt werden. Ein Beobachter kann nur dann entworfen werden, wenn das Referenzsystem über die vorhandenen Messgrößen beobachtbar ist. Daher ist die Feststellung der vollständigen Beobachtbarkeit anhand von Kriterien, die für das reduzierte System geprüft werden, eine notwendige Voraussetzung für den Beobachterentwurf. Im nächsten Abschnitt wird der Entwurf des Zustandsbeobachters vorgestellt.

7.4.4 Entwurf des Zustandsbeobachters

Der Entwurf des Zustandsbeobachters beschäftigt sich mit der Frage, wie aus einer Zeitfolge von Eingangsgrößen (u_k), und einer Zeitfolge gemessener Ausgangsgrößen (y_k) der Zustand x_{k+m} , $m > 0$ eines dynamischen Systems geschätzt werden kann [Kemm13].

Als Zustandsbeobachter kommen nach Literaturangaben häufig der LUENBERGER-Beobachter und der Kalmanfilter zum Einsatz. Der Kalmanfilter hat dieselbe Struktur wie der LUENBERGER-Beobachter. Allerdings wird sein Entwurf unter Berücksichtigung von stochastischen Störungen, wie z. B. das System- und Messrauschen, durchgeführt. Der Kalmanfilter wird so entworfen, dass das Rauschen der beobachteten Zustände minimiert wird. [Lunz13b]. Aufgrund dieses Prinzips kommt aufgrund stochastischer Fahrbahnunebenheiten in der Regelstrecke in der vorliegenden Arbeit der Kalmanfilter beim Entwurf des optimalen Zustandsreglers zum Einsatz. Als Ergebnis dieses Abschnittes wird ein optimaler Zustandsbeobachter bzw. der Kalmanfilter ermittelt, der die Zustände der Regelstrecke schätzt und ein quadratisches Gütekriterium minimiert.

Dem Entwurf des Kalmanfilters liegen die Messung der Ausgangsgrößen und ein möglichst genaues Zustandsraummodell der Regelstrecke zugrunde. Der Einbau der Sensorik und das aufgebaute Zustandsraummodell können die beiden Voraussetzungen erfüllen. Das Zustandsraummodell ist jedoch bisher zeitkontinuierlich und ist daher nicht für die praktische Anwendung geeignet, bei der die Sensorsignale mit einer bestimmten Abtastzeit T_a erfasst und die Berechnung mit einem Rechenprogramm durchgeführt werden. Dies erfordert eine Transformation von der zeitkontinuierlichen in die zeitdiskrete Zustandsraumdarstellung. Das zeitdiskrete Zustandsraummodell mit der Abtastzeit T_a ist folgendermaßen definiert:

$$\Sigma: \begin{cases} x_{k+1} = \Phi x_k + \Gamma u_k + G w_k, & x(0) = x_0 \\ y_k = C x_k + D u_k + H w_k + v_k. \end{cases} \quad (7.72)$$

mit

$$\Phi = e^{AT_a} \quad (7.73)$$

$$\Gamma = \int_0^{T_a} e^{A\tau} d\tau B \quad (7.74)$$

$$G = \int_0^{T_a} e^{A\tau} d\tau E \quad (7.75)$$

mit dem n -dimensionalen Zustand $x \in \mathbb{R}^n$, dem p -dimensionalen deterministischen Eingang $u \in \mathbb{R}^p$, dem q -dimensionalen Ausgang $y \in \mathbb{R}^q$, der r -dimensionalen Störung $w \in \mathbb{R}^r$, dem Messrauschen v sowie den Matrizen $\Phi \in \mathbb{R}^{n \times n}$, $\Gamma \in \mathbb{R}^{n \times p}$, $G \in \mathbb{R}^{n \times r}$, $C \in \mathbb{R}^{q \times n}$, $D \in \mathbb{R}^{q \times p}$ und $H \in \mathbb{R}^{q \times r}$ [Kemml3]. Ausgehend von diesem linearen, zeitinvarianten, zeitdiskreten System soll im nächsten Schritt der Kalmanfilter entworfen werden. Zum Entwurf des Kalmanfilters sollen aber noch die folgenden drei Annahmen zugrunde gelegt werden.

Bezüglich der Störung w und des Messrauschens v wird vorausgesetzt, dass gilt

$$E(v_k) = 0, E(w_k) = 0 \quad (7.76)$$

$$E(v_k v_j^T) = R \delta_{kj}, E(w_k w_j^T) = Q \delta_{kj} \quad (7.77)$$

$$E(w_k v_j^T) = 0 \quad (7.78)$$

mit $Q \geq 0$, $R \geq 0$ sowie $HQH^T + R > 0$ und dem Kroneckersymbol $\delta_{kj} = 1$ für $k = j$ und $\delta_{kj} = 0$ [Kemml3].

Der Erwartungswert des Anfangswertes und die Kovarianzmarix des Anfangsfehlers sind mit dem Schätzwert \hat{x}_0 des Anfangswertes x_0 durch

$$E(x_0) = m_0 \quad (7.79)$$

$$E([x_0 - \hat{x}_0][x_0 - \hat{x}_0]^T) = P_0 \geq 0 \quad (7.80)$$

gegeben [Kemm13].

Die Störung w_k , $k \geq 0$ und das Messrauschen v_l , $l \geq 0$ sind mit dem Anfangswert x_0 nicht korreliert. Daher gilt es [Kemm13]

$$E(w_k x_0^T) = 0 \quad (7.81)$$

$$E(v_l x_0^T) = 0 \quad (7.82)$$

In der experimentellen Untersuchung am Innentrommelprüfstand passt die Versuchsbedingung zu den drei oben genannten Annahmen. Die Messrauschen-Kovarianzmatrix R kann durch die gemessenen Signale der jeweiligen Messkanäle beim ruhig auf der Prüfstandstrommel stehenden Reifen-Fahrwerk-System bestimmt werden. In ähnlicher Weise kann die Störung-Kovarianzmatrix Q durch die gemessenen Signale der jeweiligen Messkanäle beim auf der Fahrbahnoberfläche freirollenden Reifen-Fahrwerk-System bestimmt werden.

Der Kalmanfilter ist ein optimaler Zustandsbeobachter, wenn nicht alle Zustände eines Systems direkt messbar sind. Der Kalmanfilter verwendet das Zustandsmodell sowie die Eingangs- und Ausgangssignale des realen Systems, um die Systemzustände zu schätzen. Jedoch kann er in dieser Anwendung nicht auf alle Systemeingänge zugreifen. Das Eingangssignal für das Bremsmoment, das den Aktor ansteuert, ist im System bekannt, während die anderen Eingänge, die als Störgrößen wirken, unbekannt sind. Aus diesem Grund können die aus dem Filter geschätzten Zustände von den tatsächlichen abweichen. Die Unterschiede werden mit einer Kalman-Verstärkungsmatrix multipliziert und danach mit den geschätzten Zuständen überlagert, um die Ungenauigkeiten zu korrigieren und die Zustände anzupassen. Die Verstärkungen werden in jeder Iterationsschleife aktualisiert und konvergieren schließlich gegen einen stationären Endwert. Die Kovarianzmatrizen werden auch zur Berücksichtigung der Störungen des Prozesses und der verwendeten Sensoren eingesetzt.

Die optimale Schätzung von x_k unter Berücksichtigung einer Messfolge von $0, \dots, j$ wird mit $\hat{x}(k|j)$ bezeichnet. Die optimale Schätzung $\hat{x}(k+1|k)$ des Zustandes x_{k+1} nach Formel (7.72) unter Berücksichtigung der Messfolge von $0, \dots, k$ errechnet sich nach der Iterationsschleife

$$\begin{aligned} \hat{x}(k+1|k) = & \Phi \hat{x}(k|k-1) + \Gamma u_k \\ & + \Phi P(k|k-1) C^T (C P(k|k-1) C^T \\ & + H Q H^T + R)^{-1} (y_k - C \hat{x}(k|k-1) \\ & - D u_k) \end{aligned} \quad (7.83)$$

mit der Kovarianzmatrix des Schätzfehlers

$$\begin{aligned} P(k+1|k) = & \Phi P(k|k-1) \Phi^T + G Q G^T \\ & - \Phi P(k|k-1) C^T (C P(k|k-1) C^T \\ & + H Q H^T + R)^{-1} C P(k|k-1) \Phi^T \end{aligned} \quad (7.84)$$

und den Anfangswerten $\hat{x}(0|-1) = x_0$ und $P(0|-1) = P_0$. Der erste Term $\Phi P(k|k-1) \Phi^T$, zweite Term $G Q G^T$ und verbleibende Term mit negativem Vorzeichen beschreibt jeweils die Änderung der Kovarianzmatrix infolge der Systemdynamik, die Erhöhung der Fehlervarianz infolge der Störung w und wie sich die Fehlervarianz durch Hinzunahme der Information neuer Messungen verringert [Kemml3].

Werden die Abkürzungen $\hat{x}_{k+1} = \hat{x}(k+1|k)$, $\hat{x}_k = \hat{x}(k|k-1)$, $P_k = P(k|k-1)$ und $P_{k+1} = P(k+1|k)$ eingeführt, lassen sich die Formeln (7.83) und (7.84) auch in der folgenden kompakten Form

$$\hat{x}_{k+1} = \Phi \hat{x}_k + \Gamma u_k + \hat{K}_k (y_k - \hat{y}_k) \quad (7.85)$$

$$\hat{y}_k = C \hat{x}_k + D u_k \quad (7.86)$$

mit der Kalman-Verstärkungsmatrix

$$\hat{K}_k = \Phi P_k C^T (C P_k C^T + H Q H^T + R)^{-1} \quad (7.87)$$

und der Kovarianzmatrix des Schätzfehlers

$$\begin{aligned}
 P_{k+1} = & \Phi P_k \Phi^T + G Q G^T & (7.88) \\
 & - \Phi P_k C^T (C P_k C^T + H Q H^T \\
 & + R)^{-1} C P_k \Phi^T
 \end{aligned}$$

darstellen [Kemm13].

Der oben beschriebene Kalmanfilter lässt sich mit Hilfe des Matlab-Befehls $[kest, L, P] = kalman(sys, Q_n, R_n, N_n)$ umsetzen, dem das System nach Formel (7.72) zugrunde liegt. Die Funktion entwirft einen Kalman-Zustandsschätzer auf Basis des Systems bzw. Zustandsraums nach Formel (7.72) und der Kovarianzdaten der Störung und des Messrauschens mit bekannte Eingangsgröße u sowie der Störung w und dem Messrauschen v , die die folgenden Voraussetzungen erfüllen:

$$E(w) = E(v) = 0 \quad (7.89)$$

$$E(w w^T) = Q, E(v v^T) = R \quad (7.90)$$

$$E(w v^T) = N \quad (7.91)$$

Soweit wurde das Kalmanfilter als optimaler Zustandsbeobachter aufgebaut. Als Folge steht nun der geschätzte Zustandsvektor \hat{x}_k zu jedem Zeitpunkt für den Zustandsregler zur Verfügung.

7.4.5 Entwurf des Zustandsreglers

Das Ziel dieses Abschnittes ist die Entwicklung eines optimalen Zustandsreglers für das System in der Form nach Formel (7.72) und die Kombination dieses Zustandsreglers mit dem optimalen Zustandsbeobachter bzw. dem im letzten Abschnitt entworfenem Kalmanfilter. Der Zustandsregler soll den Zustandsvektor x_{Ist} auf den Führungsgrößenvektor x_{Soll} , d. h. alle Zustandsgrößen idealerweise auf null regeln.

Der Ausgangspunkt der Betrachtungen ist das lineare, zeitinvariante, zeitdiskrete System in der Form nach Formel (7.72), in dem der Ausgang y gemessen

werden kann. Die Regelungsaufgabe ist nach einer Steuerfolge u_0, u_1, \dots, u_{N-1} zu suchen, die das Gütefunktional

$$\begin{aligned}
 J(x_0) &= \sum_{k=0}^{N-1} (x_k^T Q x_k + u_k^T R u_k + 2u_k^T N x_k) + x_N^T S x_N & (7.92) \\
 &= \sum_{k=0}^{N-1} [x_k^T \quad u_k^T] \begin{bmatrix} Q & N^T \\ N & R \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_k \\ u_k \end{bmatrix} + x_N^T S x_N \\
 &= \sum_{k=0}^{N-1} [x_k^T \quad u_k^T] J \begin{bmatrix} x_k \\ u_k \end{bmatrix} + x_N^T S x_N
 \end{aligned}$$

für geeignete Gewichtungsmatrizen $Q \in \mathbb{R}^{n \times n}$, $R \in \mathbb{R}^{p \times p}$, $N \in \mathbb{R}^{p \times n}$ und für die positiv semi-definiten Gewichtungsmatrizen $J \in \mathbb{R}^{(n+p) \times (n+p)}$ und $S \in \mathbb{R}^{n \times n}$ minimiert. Die Optimierungsaufgabe $\min_K J$ nach Formel (7.92) wird durch das Regelgesetz

$$u_k^* = K_k x_k \quad (7.93)$$

mit

$$K_k = -(R + \Gamma^T S \Gamma)^{-1} (N + \Gamma^T S \Phi) \quad (7.94)$$

und

$$S = (Q + \Phi^T S \Phi) - (N + \Gamma^T S \Phi)^T (R + \Gamma^T S \Gamma)^{-1} (N + \Gamma^T S \Phi) \quad (7.95)$$

gelöst [Kemml3]. S ist dabei die symmetrische, positiv definite Lösung der zeitdiskreten Matrix-Riccatigleichung:

$$\begin{aligned}
 \Phi^T S \Phi - S - (\Phi^T S \Gamma + N)(\Gamma^T S \Gamma + R)^{-1}(\Gamma^T S \Phi + N^T) + Q &= 0 \\
 &= 0
 \end{aligned} \quad (7.96)$$

Dieser Regelentwurf wird aufgrund des quadratischen Gütekriteriums nach Formel (7.92) in der Literatur unter dem Namen LQR (engl. Linear Quadratic Regulator) -Problem bekannt [Kemml3]. Die Bestimmung der symmetrischen

positiv semi-definiten Matrix S und der Regelmatrix K erfolgt in MATLAB durch den Befehl $[K, S, e] = dlqr(\Phi, \Gamma, Q, R, N)$. Dieser MATLAB-Befehl berechnet die optimale Gain-Matrix K , so dass das Zustandsrückführungsgesetz

$$u[n] = -Kx[n] \quad (7.97)$$

das quadratische Gütefunktional

$$J(u) = E \sum_{k=0}^{N-1} (x[k]^T Q x[k] + u[k]^T R u[k] + 2x[k]^T N x[k]) \quad (7.98)$$

für das zeitdiskretisierte Zustandsraummodell

$$x[n + 1] = \Phi x[n] + \Gamma u[n] \quad (7.99)$$

minimiert. Neben der Rückführmatrix K liefert die Funktion $dlqr$ auch noch die Lösung S der zeitdiskreten Matrix-Riccati Gleichung nach Formel (7.96) und die Eigenwerte des geschlossenen Kreises $e = eig(\Phi - \Gamma * K)$.

Die Bestimmung der Rückführmatrix K ist in Bezug auf das Zustandsraummodell von der Systemmatrix Φ und der Eingangsmatrix Γ abhängig. Bei der Änderung der Komponenten in den beiden Matrizen soll die Rückführmatrix K entsprechend auch neu bestimmt werden.

Die Matrix Q wird zur Gewichtung der Zustandsgrößen benötigt. Jede Abweichung der Zustandsgrößen von den Zielgrößen wird durch den Regler heruntergedrückt bzw. bestraft. Die Matrix R hat die Aufgabe, die Eingangsgrößen zu gewichten. Ein hoher Eingangswert wird durch den Regler stärker heruntergedrückt bzw. bestraft. Je größer die Einträge der Matrix R (Gewichtung der Stellgrößen) sind, desto kleiner werden die erforderlichen Stellgrößen. Weiter kann durch eine sehr hohe Gewichtung eines bestimmten Zustands in Q erreicht werden, dass im geschlossenen Kreis dieser Zustand sehr schnell nach null abklingt. Die Vorgehensweise zur Bestimmung der Matrizen Q , R und N wird im Folgenden angegeben. In der vorliegenden Untersuchung wird die Gewichtungsmatrix N auf null gesetzt, da die Zustandsgrößen mit der Stellgröße entkoppelt sind. Wegen der Entkopplung der Zustandsgrößen untereinander

ergibt sich die Matrix Q als eine diagonale Matrix mit der Dimension $2n \times 2n$. Das Ziel dieses Zustandsreglers ist die Resonanzamplitude aller Eigenschwingungsmoden bzw. Schwingungen und Kraftschwankungen innerhalb des Reifen-Fahrwerk-Systems zu minimieren. Aus diesem Grund sollen alle Zustandsgrößen in gleichem Maße reduziert werden. Dementsprechend soll die Gewichtungsmatrix Q gleich der Multiplikation der Einheitsmatrix mit einer Konstanten sein. Diese Konstante beeinflusst die Magnitude der Reglerverstärkungen, deshalb soll diese so gesetzt werden, dass die Magnitude des resultierenden Regelinputs in der gleichen Größenordnung wie die Störungsmagnitude liegt. Da es nur eine regelbare Eingangsgröße im System gibt und es nicht notwendig ist, die Regelamplitude der Eingangsgröße mit unbekannter Dynamik zu verkleinern, wird der Einzelwert R auf 1 gesetzt.

Durch den Zusammenbau des Kalman-Zustandsbeobachters und des optimalen Zustandsreglers wird eine sogenannte LQG-Regelung (Linear-Quadratic-Gaussian) umgesetzt. Abbildung 7.20 veranschaulicht die Regelstrecke mit den übertragenden Größen und den verwendeten Matlab-Befehlen.

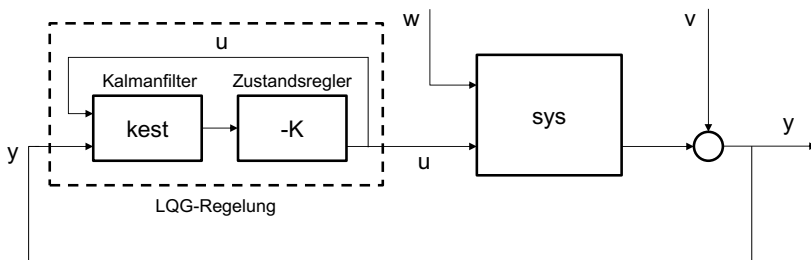


Abbildung 7.20: LQG-Regelung mit Kalmanfilter und Zustandsregler

Auf Basis des entworfenen Zustandsbeobachters und Zustandsreglers können die im Abschnitt 7.4.2 diskutierten Regelkonzepte je nach Zustandsraumdarstellung abgeleitet werden. Im Folgenden wird auf die Implementierung des Regelkonzepts der Zustandsregelung am Prüfstand detailliert eingegangen.

7.4.6 Methodik der Untersuchung

Der in Abschnitt 7.1 umgesetzte ABS-Regelkreis am Prüfstand ermöglicht die Änderung des ABS-Reglers bzw. die Kopplung des zusätzlichen Zustandsreglers mit dem ABS-Regler. Die Implementierung der Zustandsregelung auf Basis des aufgebauten ABS-Regelkreises am Innentrommelprüfstand wird in Abbildung 7.21 durch ein Blockschaltbild veranschaulicht.

Mit Berücksichtigung der verfügbaren Messtechnik und Versuchsbedingungen am Prüfstand wird das in Abschnitt 7.4.3 dargestellte vereinfachte Zustandsraummodell des Reifen-Fahrwerk-Systems bzw. der Regelstecke für die vorliegende Untersuchung verwendet. Vor dem Versuch wird das Reifen-Fahrwerk-System durch das IPS-Radführungssystem zusammen mit der Adaptervorrichtung auf die definierte Radlast belastet. Die Position des IPS-Radführungssystems wird während eines Versuchs nicht mehr geändert. Somit sind eine Bewegung des Stützlagers, das mit der Adaptervorrichtung verbunden ist, und eine Dombewegung im Reifen-Fahrwerk-System am Prüfstand nicht mehr möglich.

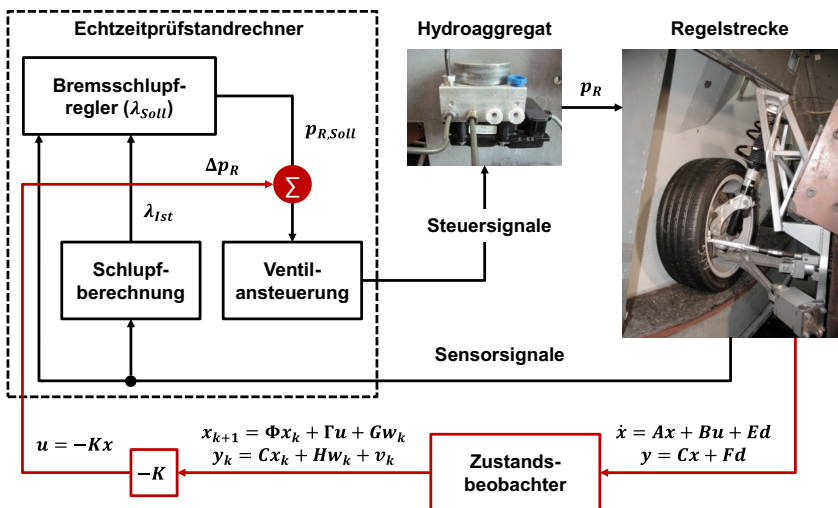


Abbildung 7.21: Blockschaltbild der Implementierung der Zustandsregelung am Prüfstand

Die Längsbewegung x_R und -geschwindigkeit \dot{x}_R an der Messstelle RTM stellen die zurückzuführenden Zustände der Regelstrecke bzw. des Zustandsraums dar. Es wird bereits in Abschnitt 7.4.2 für das Gesamtregelkonzept beschrieben, dass bei der Kopplung des Zustandsreglers mit dem im ABS/ESP unterlagerten Bremsschlupfregler die Schlupfregelung des ABS-Reglers unverändert bestehen bleibt. Bei der zusätzlichen Summationsstelle, die in Abbildung 7.21 durch das Zeichen Σ gekennzeichnet ist, wird der zustandsabhängige Zusatzbremsdruck $\Delta p_R = -K\hat{x}(t)$ nicht direkt zum Sollbremsdruck aus dem Bremsschlupfregler $p_{R,Soll}$ addiert, sondern zunächst durch einen Gewichtungsfaktor s , der zwischen 0 und 1 liegt, angepasst. Erst dann wird der gewichtete Zusatzbremsdruck zum Sollbremsdruck aus dem Bremsschlupfregler $p_{R,Soll}$ addiert, bevor er in Ventilspannungen U_{Vent} für die Ein- und Auslassventile des Hydroaggregates umgerechnet wird. Damit die Zustandsregelung nicht den Vorgang und das Ergebnis der Schlupfregelung übermäßig beeinflusst und somit die ABS-Funktion verhindert, wird in dieser Untersuchung nach einem geeigneten Gewichtungsfaktor s gesucht.

Versuchsplan und -durchführung

In der vorliegenden Untersuchung ist der ABS-Regelkreis am Prüfstand ausgehend von der Standardkonfiguration jeweils mit und ohne den zusätzlichen Zustandsregler einzustellen. Hierzu werden Bremsversuche mit der ABS-Regelung am Prüfstand für alle Michelin-Reifen auf der Safety-Walk-Fahrbahnoberfläche unter der Standardbetriebsbedingung (vgl. Tabelle 5.2) durchgeführt. Die untersuchten Faktoren und Faktorstufen sind in Tabelle 7.5.

Tabelle 7.5: Faktoren und Faktorstufen für die ABS-Regelung mit zusätzlichem Zustandsregler

Mess-reifen	Zustandsregler	Schlupf	Regler+Ventil	Fahrbahn
ZP	Ohne	Original	PID + PWM	Safety-Walk
HP	Mit			
PSP3				
A4				
S9C				

7.4.7 Einfluss des Zustandsreglers

In diesem Abschnitt erfolgt für den bereits beschriebenen Bremsvorgang eine Diskussion des im letzten Abschnitt vorgestellten Verfahrens zur Zustandsregelung während der ABS-Regelung, das durch die Kopplung eines zusätzlichen Zustandsreglers mit dem originalen ABS-Regler erreicht wird. Zu diesem Zweck werden die Versuchsergebnisse der ABS-Regelungen aus den beideinstellungen miteinander verglichen. Das aus der Kopplung des Zustandsreglers folgende Optimierungspotenzial der ABS-Regelgüte wird ebenfalls diskutiert.

In Abbildung 7.22 sind die Zeitverläufe und Amplitudenspektren der Längs- und Vertikalbeschleunigung an der Messstelle RTM aufgetragen.

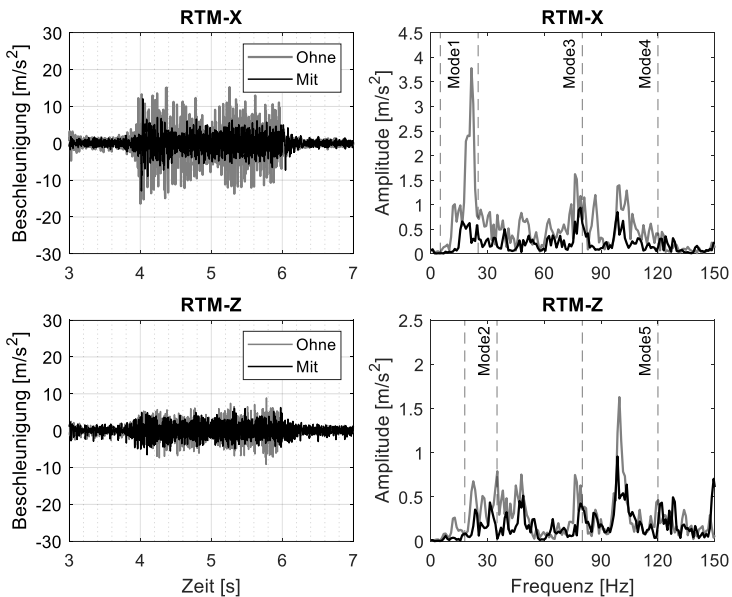


Abbildung 7.22: Zeitverläufe und Amplitudenspektren der Längs- und Vertikalbeschleunigung an RTM bei ABS-Regelung ohne und mit Zustandsregler für HP

Da der zusätzliche Zustandsregler nur mit dem ABS-Regler zusammen funktioniert, sind die Zeitverläufe der Längs- und Vertikalbeschleunigung an der Radnabe in den Bereichen, in denen die ABS-Regelung nicht stattfinden, kaum unterschiedlich. Im Bereich mit aktivierter ABS-Funktion weichen die Zeitverläufe der Längs- und Vertikalbeschleunigung am Radträger mit dem zusätzlichen Zustandsregler deutlich von denen ohne dem Zustandsregler ab. Durch die Zusammenarbeit des ABS-Reglers und des Zustandsreglers werden die Schwingungsamplituden an vielen Stellen deutlich reduziert. In den Amplitudenspektren ist weiter zu erkennen, dass die Reduzierung der Schwingungsamplitude hauptsächlich in der Längsrichtung im Frequenzbereich der longitudinalen Achsresonanz (Mode1) erfolgt. Entsprechend der Eigenschaften des Zustandsreglers werden neben der longitudinalen Achsresonanz auch die Schwingungsamplituden aller anderen Eigenschwingungsmoden trotz geringer Anregung mit reduziert.

In Abbildung 7.23 werden die Ergebnisse der Schwingungsreduzierungen bei der ABS-Regelung durch den zusätzlichen Zustandsregler in der Längs- und Vertikalrichtung für alle Messreifen dargestellt. Es ist dabei zu beobachten, dass mit Hilfe des zusätzlichen Zustandsreglers nicht nur die Längsschwingungen an der Radnabe deutlich reduziert werden, sondern auch die Vertikal-schwingungen gewissermaßen mit reduziert werden können.

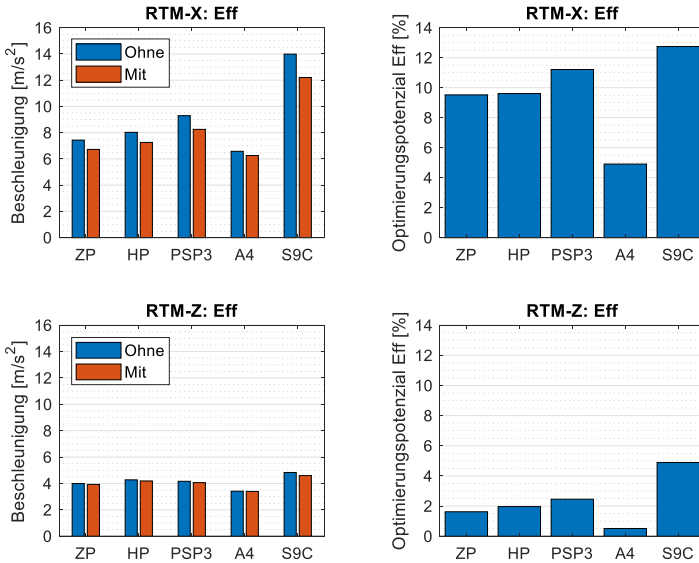


Abbildung 7.23: Effektivwerte und Optimierungspotenziale der Längs- und Vertikalbeschleunigungen an RTM bei der ABS-Regelung mit Zustandsregler

Mit Hilfe der in Abschnitt 7.2.2 definierten Kenngrößen können die relativen Optimierungspotenziale der ABS-Regelung mit dem Zustandsregler bestimmt werden. In Abbildung 7.24 werden die Standardabweichungen des Bremsdrucks σ_p , des Radbremschlupfes σ_λ und des Kraftschlussbeiwertes σ_μ der ABS-Regelung ohne und mit Zustandsregler sowie die prozentuale Reduzierung der Standardabweichung $\sigma_{p,\%}$, $\sigma_{\lambda,\%}$ und $\sigma_{\mu,\%}$ mit dem Zustandsregler für alle Messreifen dargestellt.

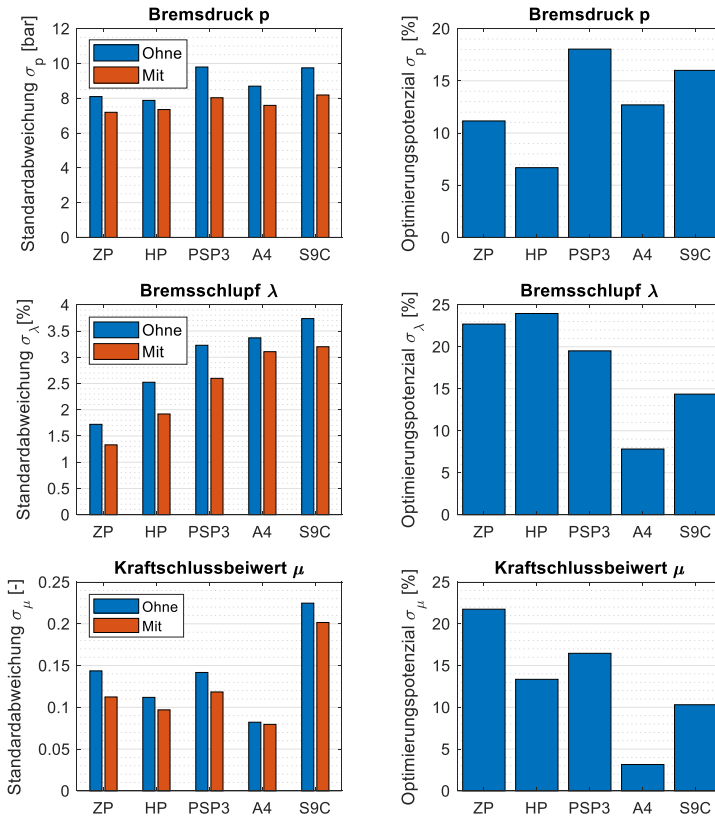


Abbildung 7.24: Standardabweichungen und Optimierungspotenziale bei der ABS-Regelung mit Zustandsregler

Wie aus Abbildung 7.24 hervorgeht, weisen alle Messreifen positive Optimierungspotenziale durch die reduzierten Standardabweichungen aller Kenngrößen der ABS-Regelung auf. Mit dem zusätzlichen Zustandsregler werden die Schwankungen des Bremsdrucks in der Radbremse, des Bremschlupfes und des Kraftschlussbeiwertes deutlich reduziert.

Abbildung 7.25 zeigt die mittleren Kraftschlussbeiwerte μ_{Mit} während der ABS-Regelung ohne und mit dem Zustandsregler sowie die prozentuelle Erhöhung des mittleren Kraftschlussbeiwertes $\mu_{Mit,\%}$ mit dem Zustandsregler für alle Messreifen.

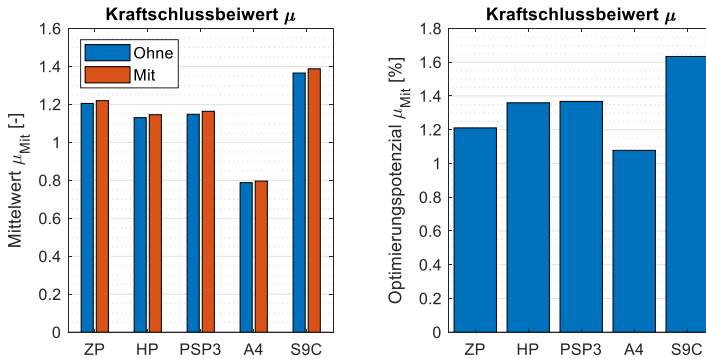


Abbildung 7.25: Mittlere Kraftschlussbeiwerte und Optimierungspotenziale bei der ABS-Regelung mit Zustandsregler

Wie aus Abbildung 7.25 hervorgeht, weisen alle Messreifen positive Optimierungspotenziale bezüglich der Erhöhung der mittleren Kraftschlussbeiwerte bei ABS-Regelung mit dem zusätzlichen Zustandsregler auf. Der Sportreifen S9C hat von allen Reifen das höchste Optimierungspotenzial, da er die höchste Schlupfsteifigkeit infolge der höchsten Seitenwand- und Gummisteifigkeiten hat. Der Winterreifen A4 hat hingegen das niedrigste Optimierungspotenzial, da er die niedrigste Schlupfsteifigkeit infolge der niedrigsten Gummisteifigkeit hat. Die Optimierungspotenziale der mittleren Kraftschlussbeiwerte der anderen Messreifen sind vergleichbar.

Werden die Optimierungspotenziale des mittleren Kraftschlussbeiwertes der einzelnen Messreifen in Abbildung 7.25 mit den Optimierungspotenzialen der Längsschwingung an der Radnabe in Abbildung 7.23 verglichen, lässt sich be-

obachten, dass die beiden Optimierungspotenziale eine gleichlaufende Tendenz bezüglich der Messreifen haben. Erwartungsgemäß hat derjenige Reifen, der ein höheres Optimierungspotenzial der Längsschwingung an der Radnabe hat, ein höheres Optimierungspotenzial des mittleren Kraftschlussbeiwertes bei der ABS-Regelung.

Somit wurde durch die Versuchsergebnisse nachgewiesen, dass die Regelgüte der ABS-Regelung für alle Messreifen durch den Einsatz eines mit dem Bremsschlupfregler gekoppelten zusätzlichen Zustandsreglers im ABS-Regelkreis am Prüfstand verbessert werden kann.

7.5 Simulationsgestützte Untersuchung

Alle bisher in diesem Kapitel vorgestellten Untersuchungen wurden auf einer Fahrbahnoberfläche mit Safety-Walk durchgeführt, die aufgrund der gleichmäßigen Schichtdicke eine geringere Unebenheit im Vergleich zu anderen Fahrbahnoberflächen aufweist und deshalb weniger Störungen in den ABS-Regelkreis induziert. Im realen Fall ist allerdings das Fahrzeug immer verschiedenen Fahrbahnoberflächen ausgesetzt, die meistens viel gröber als die Safety-Walk-Fahrbahn sind. Wie in Abschnitt 2.3 bereits beschrieben, stellt die Fahrbahnunebenheit eine Störgröße des ABS-Regelkreises dar. Die fahrbahninduzierten Radlaständerungen führen zu relevanten temporären Schlupfänderungen und zu einer reduzierten Kraftschlussausnutzung, so dass die Regelgüte der ABS-Regelung verschlechtert werden kann.

Insbesondere bei ABS-Bremungen auf unebener Fahrbahn treten sehr hohe Umfangkraft und Radlast zwischen Reifen und Fahrbahn auf, welche zur sehr hohen Fahrwerkbelastungen führen [Geor09]. Im Fahrzeug, in den Reifen und in den Regelsystemen finden dabei hochdynamische Vorgänge statt. Nach der Analyse in Abschnitt 2.2.1, Abschnitt 6.1.3 und Abschnitt 7.3 führt die stärker angeregte Achs- und Reifendynamik im Reifen-Fahrwerk-System zu größeren Unterschieden zwischen dem herkömmlich berechneten Radbremsschlupf, der in heutigen Regelsystemen mit der üblichen Berechnungsvorschrift bestimmt wird [Schw97a], und dem tatsächlichen Radbremsschlupf zwischen Reifen

und Fahrbahn. Es ist deshalb zu erwarten, dass auf gröberen Fahrbahnen größere Optimierungspotenziale bei der ABS-Regelung erreicht werden können, da dort auch größere Verfälschungen bei der Schlupfbestimmung für die ABS-Regelung auftreten. Durch die in Abschnitt 7.3 beschriebene neue Schlupfberechnungsmethode nach Formel (7.23) können diese Verfälschungen in der Schlupfbestimmung kompensiert und somit die ABS-Regelung optimiert werden.

Auf groben Fahrbahnen verfälscht die stärker angeregte Reifen- und Achsdynamik im Reifen-Fahrwerk-System nicht nur die Schlupfbestimmung für die ABS-Regelung, sondern sie beeinflusst auch den effektiven Bremsschlupf und damit auch die Kraftübertragung im Reifen-Fahrbahn-Kontakt negativ. Daher ist auch zu erwarten, dass die in Abschnitt 7.4 vorgestellte Zustandsregelung in der ABS-Regelung auf gröberen Fahrbahnen ein größeres Optimierungspotenzial aufweist als auf feinen, gleichmäßigen Fahrbahnoberflächen.

Da die Fertigung von Fahrbahnbelägen mit verschiedenen Oberflächen für die Innentrommel hohe Kosten verursacht und ein Wechsel der Fahrbahnbeläge in der Innentrommel einen großen Zeitaufwand darstellt, wird in diesem Abschnitt mit Hilfe des in Abschnitt 3.4 aufgebauten Mehrkörpersimulationsmodells eine simulationsgestützte Untersuchung bei Variation der Fahrbahnklassen durchgeführt. Wie bereits in Abschnitt 3.4.2 vorgestellt, ermöglicht die Schnittstelle Adams/Tire einen direkten Einsatz von mehreren Reifen- und Fahrbahnmodellen, wie z. B. das bekannte FTire. Allerdings ist dabei ein direkter Zugriff auf die Gürtelfreiheitsgrade beschränkt. Aus diesem Grund wird das mechanische Ersatzmodell des Reifens, das im Abschnitt 2.2.2 eingeführt wird, mit Reduzierung des vertikalen Freiheitsgrades des anteiligen Fahrzeugaufbaus in MATLAB/Simulink aufgebaut und dort mit dem Adams-Plant gekoppelt. Anschließend lassen sich Co-Simulationen zwischem dem MKS-Modell und anderen Submodellen in MATLAB/Simulink stattfinden.

7.5.1 Methodik der Untersuchung

Als Basis der vorliegenden simulationsgestützten Untersuchung dient die in Abschnitt 7.2.1 beschriebene Methodik der experimentellen Untersuchung. Der gleiche Bremsvorgang mit ABS-Regelung am Prüfstand wird in der Simulationsuntersuchung durch Programmierung umgesetzt. Ausgehend von der Standardkonfiguration des ABS-Regelkreises am Prüfstand werden die Varianten der Schlupfberechnungsmethode und der Zustandsregelung untersucht. Ergänzend zur modifizierten Schlupfberechnungsmethode in Abschnitt 7.3, in der die Reifenschwingungen aufgrund der beschränkten Messtechnik im Labor vernachlässigt werden, kann mit Hilfe des Simulationsmodells eine weitere modifizierte Schlupfberechnungsmethode ausgehend von Formel (2.16) und Formel (6.5) mit Berücksichtigung der Reifenschwingungen untersucht werden. Aus diesem Grund werden in der Simulationsuntersuchung drei Varianten der Schlupfberechnungsmethode durchgeführt. Davon wird die erste und zweite Variante im Abschnitt 7.3 auf der Safety-Walk-Fahrbahn experimentell untersucht. Die drei Schlupfberechnungsmethoden werden im Folgenden für einen besseren Überblick zusammengefasst.

Original: originale Schlupfberechnungsmethode

Bei der originalen Schlupfberechnungsmethode ergibt sich der Radbremschlupf aus der originalen Berechnung ohne Berücksichtigung von Achs- und Reifendynamik im Reifen-Fahrwerk-System. Der originale Bremschlupf $\lambda_{Original}$ wird nach Formel (7.1) bestimmt.

Modifikation 1: achsdynamikkompenzierte Schlupfberechnungsmethode

Bei der ersten modifizierten Schlupfberechnungsmethode ergibt sich der Radbremschlupf aus der Berechnung mit Berücksichtigung der Achsdynamik im Reifen-Fahrwerk-System. Der achsdynamikkompenzierte Radbremschlupf $\lambda_{Mod.1}$ lautet:

$$\lambda_{Mod.1} = \frac{(V_F + \dot{x}_a) - r_{dyn} \left(\omega_R - \frac{\dot{x}_a}{l_{om}} \right)}{V_F + \dot{x}_a} \cdot 100\% \quad (7.100)$$

wobei \dot{x}_a die Längsgeschwindigkeit des Radmittelpunktes und l_{om} die wirk-same Länge des Feder-Dämpferbeins (siehe Formel (2.16)) ist.

Modifikation 2: achs- und reifendynamikkompensierte Schlupfberechnungsmethode

Bei der zweiten modifizierten Schlupfberechnungsmethode ergibt sich der Radbremschlupf aus der Berechnung mit Berücksichtigung sowohl der Achs- als auch der Reifendynamik im Reifen-Fahrwerk-System. Der achs- und reifendynamikkompensierte Radbremschlupf $\lambda_{Mod.2}$ lautet:

$$\lambda_{Mod.2} = \frac{(V_F + \dot{x}_a + \dot{x}_{rb} + \dot{x}_{rc}) - r_{dyn} \left(\omega_R - \frac{\dot{x}_a}{l_{om}} \right) - r_{dyn} \dot{\theta}_{rb}}{V_F + \dot{x}_a + \dot{x}_{rb} + \dot{x}_{rc}} \quad (7.101)$$

wobei \dot{x}_{rb} die relative Längsgeschwindigkeit des Reifengürtels in Bezug auf die Radnabe, \dot{x}_{rc} die relative Längsgeschwindigkeit der Kontaktmasse in Bezug auf den Reifengürtel und $r_{dyn} \dot{\theta}_{rb}$ die relative Drehgeschwindigkeit des Reifengürtels in Bezug auf die Radnabe ist.

Bremsversuche mit ABS-Regelung werden mit dem Simulationsmodell ausgehend von der Standardkonfiguration des ABS-Reglers für die drei Schlupfberechnungsmethoden mit und ohne den Zustandsregler auf vier Fahrbahnoberflächen mit zunehmenden Unebenheiten unter der Standardbetriebsbedingung (2,5 bar, 2845 N, 60 km/h) durchgeführt. Der Aufbau des Fahrbahnmodells und die Eigenschaften der jeweiligen Fahrbahnklassen wurden bereits in Abschnitt 3.4.3 beschrieben. Aufgrund des beschränkten Federwegs des verwendeten Fahrwerks kommen in dieser Simulationsuntersuchung nur die ersten vier Fahrbahnklassen zum Einsatz. Die untersuchten Faktoren und die jeweiligen Faktorstufen sind in Tabelle 7.6 zusammengefasst.

Tabelle 7.6: Faktoren und Faktorstufen für die simulationsgestützte Untersuchung der ABS-Regelung mit zwei Optimierungsmaßnahmen

Reifen	Zustandsregler	Schlupfberechnung	Fahrbahnklasse
ZF	Ohne	Original	A-B
		Mod. 1	B-C
	Mit	Mod. 2	C-D
			D-E

Dabei ist zu berücksichtigen, dass kein vollfaktorieller Versuchsplan durchgeführt wird, da bei der Auswertung der Ergebnisse eine Fokussierung auf eine Optimierungsmethode erfolgen sollte. Bei der Untersuchung der Schlupfberechnungsmethode wird der ABS-Regelkreis ohne den Zustandsregler eingestellt, und bei der Untersuchung der Zustandsregelung wird die originale Schlupfberechnungsmethode angenommen.

7.5.2 Einfluss der modifizierten Schlupfberechnung

In diesem Abschnitt erfolgt für die bereits in Abschnitt 7.3 beschriebene Optimierungsmaßnahme der ABS-Regelung eine Diskussion mit den folgenden offenen Fragen:

- 1) Können die in der experimentellen Untersuchung ermittelten Optimierungspotenziale der achsdynamikkompensierten Schlupfberechnungsmethode durch die Simulationsergebnisse bestätigt werden?
- 2) Wenn ja, kann ein höheres Optimierungspotenzial durch eine weitere Kompensation der Reifendynamik in der Schlupfbestimmung erreicht werden?
- 3) Unterscheiden sich die ermittelten Optimierungspotenziale der modifizierten Schlupfberechnungsmethode bei verschiedenen Fahrbahnunebenheiten?
- 4) Wenn ja, in welcher Größenordnung liegen die Unterschiede?

Um die oben genannten Fragen zu beantworten, werden Simulationen der ABS-Regelung mit den im letzten Abschnitt beschriebenen drei Varianten der

Schlupfberechnungsmethode ohne Zustandsregler unter der Standardbetriebsbedingung bei allen vier Fahrbahnklassen durchgeführt und die Simulationsergebnisse miteinander verglichen.

In Abbildung 7.26 sind zunächst die simulierten Zeitverläufe der Längs- und Vertikalbeschleunigung in der Radmitte (RM) bei der ebenen Fahrbahnklasse A-B und der rauen Fahrbahnklasse D-E während der ABS-Regelung aufgetragen. Damit erhält man einen ersten Einblick in die Unterschiede der durch verschiedene Fahrbahnklassen angeregten Längs- und Vertikalschwingungsamplituden in der Radmitte. Desweiteren werden die Effektivwerte der Längs- und Vertikalbeschleunigungen in der Radmitte (RM) für alle vier Fahrbahnklassen berechnet und miteinander verglichen. Die Abbildung der Fahrbahnklassen sowie deren Eigenschaften sind im Abschnitt 3.4.3 zu entnehmen.

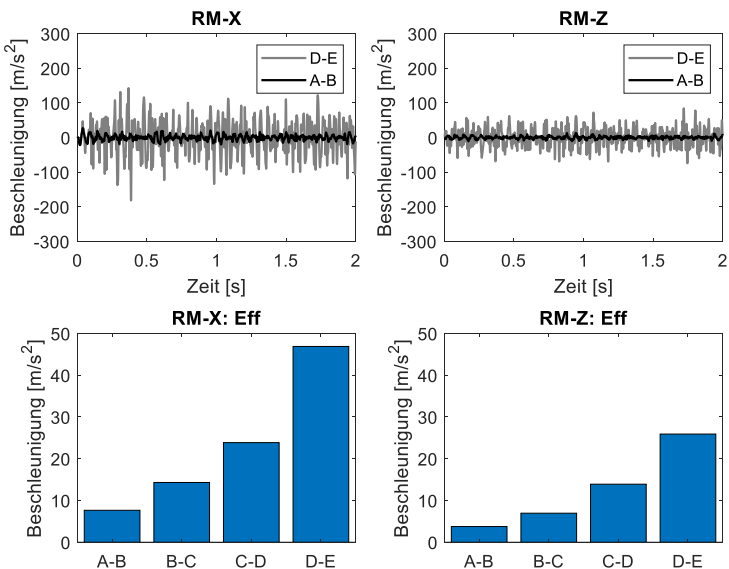


Abbildung 7.26: Zeitverläufe der Längs- und Vertikalbeschleunigungen in RM für die Fahrbahnklassen A-B und D-E, Effektivwerte der Längs- und Vertikalbeschleunigungen für vier Fahrbahnklassen

Es ist in Abbildung 7.26 zu erkennen, dass aufgrund der gekoppelten Längs- und Vertikaldynamik innerhalb des Reifen-Fahrwerk-Systems die Schwingungen in der Radmitte bei der rauen Fahrbahnklasse D-E während des gesamten simulierten Vorgangs nicht nur in der Vertikalrichtung, sondern auch in der Längsrichtung viel größer sind als bei der ebenen Fahrbahnklasse A-B. Der Effektivwert der Längsbeschleunigung ist bei der Fahrbahnklasse D-E ca. 5-fach größer als der bei der Fahrbahnklasse A-B, während in der Vertikalrichtung der Effektivwert bei der rauen Fahrbahnklasse D-E knapp 8-fach größer ist als bei der ebenen Fahrbahnklasse A-B. Werden die Längs- und Vertikalbeschleunigung in der experimentellen Untersuchung in Abbildung 7.9 mit denen in Abbildung 7.26 verglichen, wird klar, dass die experimentell untersuchte Safety-Walk-Fahrbahn in die Fahrbahnklasse A-B einzuordnen ist.

In Abbildung 7.27 sind die Zeitverläufe des Bremsschlupfes während derselben ABS-Regelung mit der originalen sowie mit den beiden modifizierten Schlupfberechnungsmethoden für die Fahrbahnklassen A-B und D-E aufgetragen. Zur Veranschaulichung der wichtigen Details werden hier nur die Druckaufbauphase und ein Teil der Regelungsphase (die ersten 0,35 Sekunden ab Bremsbeginn) dargestellt.

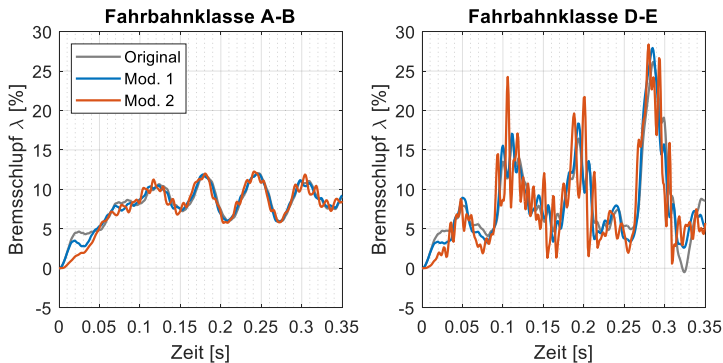


Abbildung 7.27: Bremsschlupfverläufe aus drei Schlupfberechnungsmethoden für die Fahrbahnklassen A-B und D-E

Es ist in Abbildung 7.27 zu erkennen, dass im ersten Bereich bis zu ca. $t = 0,08$ s, in dem der Druckaufbau stattfindet, der Radbremsschlupf mit Korrekturen bei beiden Fahrbahnklassen geringer ist als im Originalverlauf. Dies wurde auch bereits in Abschnitt 7.3.2 aufgrund der Versuchsergebnisse festgestellt. Im zweiten Bereich, in dem die ABS-Regelung stattfindet, sind die Unterschiede bei den modifizierten Schlupfberechnungsmethoden ebenfalls auf die Berücksichtigung der jeweils in Formel (7.100) und Formel (7.101) enthaltenen Einflussgrößen zurückzuführen. Dabei ist es besonders wichtig zu beachten, dass die Unterschiede zwischen dem originalen und dem modifizierten Bremsschlupf während der ABS-Regelung bei der rauen Fahrbahn deutlich größer sind als bei der ebenen Fahrbahn, insbesondere der Unterschied zwischen dem originalen und dem achs- und reifendynamikkompensierten Bremsschlupf (Mod. 2). Das heißt, dass die Achs- und insbesondere die Reifenschwingungen durch größere Fahrbahnunebenheiten viel stärker angeregt werden können. Dies wird durch die simulierten Längsgeschwindigkeiten des Radmittelpunktes \dot{x}_a , die simulierten relativen Längsgeschwindigkeiten \dot{x}_{rb} und \dot{x}_{rc} sowie die simulierten relativen Drehgeschwindigkeiten $r_{dyn} \dot{\theta}_{rb}$ bei den beiden Fahrbahnklassen in Abbildung 7.28 bestätigt.

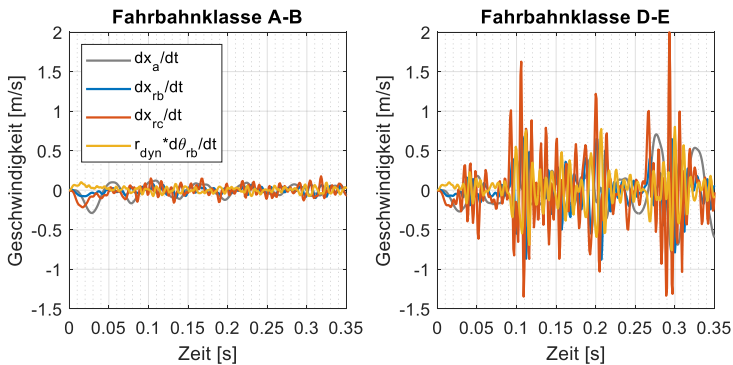


Abbildung 7.28: Zeitverläufe der Längsgeschwindigkeiten in der Radmitte, der relativen Längsgeschwindigkeiten des Reifengürtels, der relativen Längsgeschwindigkeiten der Kontaktmasse und der relativen Drehgeschwindigkeiten des Reifengürtels für die Fahrbahnklassen A-B und D-E

Der tatsächliche Radbremsschlupf zwischen Reifen und Fahrbahn weicht bei der rauen Fahrbahn wegen der Achs- und Reifendynamik viel stärker vom original berechneten Radbremsschlupf ab als bei der ebenen Fahrbahn, wie in Abschnitt 7.3.2 vermutet wurde. Aus diesem Grund sollte es sehr sinnvoll sein, den achsdynamikkompensierten Radschlupf $\lambda_{Mod.1}$ oder, wenn die Messtechnik es möglich macht, den achs- und reifendynamikkompensierten Bremschlupf $\lambda_{Mod.2}$ als Sollschlupf λ_{Soll} im realen ABS-Regelkreis, insbesondere bei rauen Fahrbahnen, einzusetzen.

In Abbildung 7.29 sind für alle Fahrbahnklassen die Standardabweichungen des Bremsdrucks σ_p , des Radbremsschlupfes σ_λ und des Kraftschlussbeiwertes σ_μ , die aus den drei simulierten Schlupfberechnungsmethoden resultieren, dargestellt. Des Weiteren sind die aus den beiden modifizierten Schlupfberechnungsmethoden folgenden prozentualen Reduzierungen der Standardabweichungen $\sigma_{p,\%}$, $\sigma_{\lambda,\%}$ und $\sigma_{\mu,\%}$ abgebildet.

Wie aus Abbildung 7.29 hervorgeht, weisen alle Fahrbahnklassenvarianten durch die reduzierten Standardabweichungen aller Kenngrößen der ABS-Regelung positive Optimierungspotenziale auf. Mit den modifizierten Schlupfberechnungsmethoden werden die Schwankungen des Bremsdrucks in der Radbremse, des Bremsschlupfes und des Kraftschlussbeiwertes deutlich reduziert. Hierbei ist besonders zu beachten, dass durch die Berücksichtigung der Reifendynamik (\dot{x}_{rb} , \dot{x}_{rc} und $r_{dyn}\dot{\theta}_{rb}$) in der Schlupfberechnung bzw. durch den Einsatz der achs- und reifendynamikkompensierten Schlupfberechnungsmethode weitere Optimierungspotenziale der jeweiligen Kenngrößen im Vergleich zur achsdynamikkompensierten Schlupfberechnung erreicht werden können.

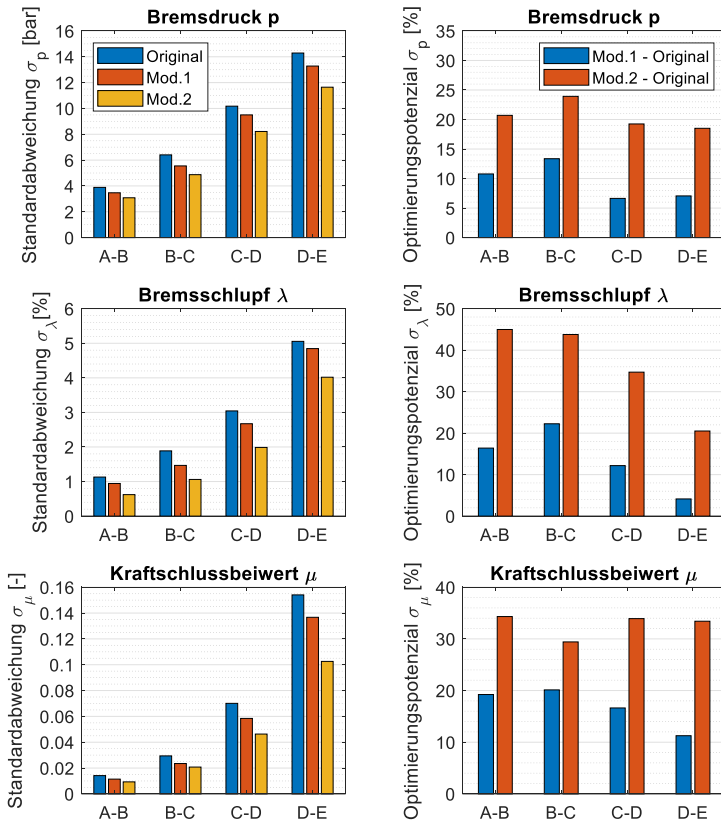


Abbildung 7.29: Standardabweichungen und Optimierungspotenziale bei der ABS-Regelung mit modifizierten Schlupfberechnungsmethoden für vier Fahrbahnklassen

Abbildung 7.30 zeigt die mittleren Kraftschlussbeiwerte μ_{Mit} der drei Schlupfberechnungsmethoden und die prozentuale Erhöhung des mittleren Kraftschlussbeiwertes $\mu_{Mit,\%}$ mit den modifizierten Schlupfberechnungsmethoden für alle Fahrbahnklassen.

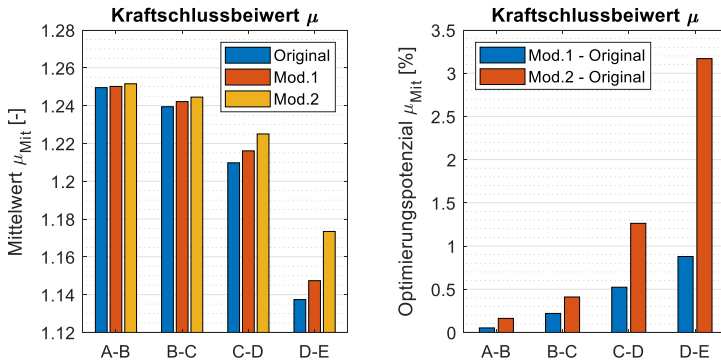


Abbildung 7.30: Mittlere Kraftschlussbeiwertes und Optimierungspotenziale bei der ABS-Regelung mit modifizierten Schlupfberechnungsmethoden für vier Fahrbahnklassen

Wie aus Abbildung 7.30 hervorgeht, weisen alle Fahrbahnklassen positive Optimierungspotenziale bezüglich der Erhöhung der mittleren Kraftschlussbeiwertes während der ABS-Regelung mit den beiden modifizierten Schlupfberechnungsmethoden auf. Je höher der Fahrbahnklasse ist bzw. je rauer die Fahrbahnoberfläche ist, desto größer wird das Optimierungspotenzial. Es ist hier auch noch besonders wichtig zu beachten, dass durch die Berücksichtigung der Reifendynamik (\dot{x}_{rb} , \dot{x}_{rc} und $r_{dyn}\dot{\theta}_{rb}$) in der Schlupfberechnung bzw. durch den Einsatz der achs- und reifendynamikkompensierten Schlupfberechnungsmethode ein weiteres Optimierungspotenzial bezüglich der Erhöhung des mittleren Kraftschlussbeiwertes während der ABS-Regelung im Vergleich zur achsdynamikkompensierten Schlupfberechnung erreicht werden kann. Je höher die Fahrbahnklasse ist, desto größer wird der Unterschied zwischen den Optimierungspotenzialen der beiden modifizierten Schlupfberechnungsmethoden.

Werden die Ergebnissen der experimentellen Untersuchung in Abbildung 7.12 und Abbildung 7.13 mit den Simulationsergebnissen in Abbildung 7.29 und Abbildung 7.30 verglichen, kann festgestellt werden, dass, auch wenn die in der experimentellen Untersuchung ermittelten Optimierungspotenziale ebenfalls in der Simulationsuntersuchung zu finden sind, die Größenordnung der

Ergebnisse bezüglich der Fahrbahnklasse nicht miteinander übereinstimmen. Die Optimierungspotenziale der experimentellen Untersuchung bezüglich der Bremsdruck-, Bremschlupf sowie der Kraftschlussbeiwertschwankungen fallen alle in die Kategorien der Fahrbahnklassen C-D und D-E, obwohl die untersuchte Safety-Walk-Fahrbahn zur Fahrbahnklasse A-B gehört. Dies könnte sowohl auf die größere Komplexität in der experimentellen Untersuchungsumgebung als auch auf die vielen Störgrößen während der Messung zurückzuführen sein. Es könnte sein, dass der Safety-Walk-Belag zwar geringe Texturschwankungen aufwies, dass aber die Griffigkeitschwankungen aufgrund des Fahrbahnverschleißes relativ groß waren. Derartige Griffigkeitsänderungen können auch zu Schlupfchwankungen führen.

Anhand der Simulationsergebnisse können auf Basis der am Anfang dieses Abschnittes vorgelegten offenen Fragen die folgenden Schlussfolgerungen herausgearbeitet werden.

Die aus der experimentellen Untersuchung folgenden Optimierungspotenziale mit der achsdynamikkompensierten Schlupfberechnungsmethode wurden durch die simulationsgestützte Untersuchung bestätigt. Der gleiche Effekt wird in der Simulation trotz unterschiedlicher Größenordnung erkannt.

Durch Einsatz der achsdynamikkompensierten sowie der achs- und reifendynamikkompensierten Schlupfberechnungsmethode im ABS-Regelkreis kann die Regelgüte der ABS-Regelung für alle Fahrbahnklassen verbessert werden. Mit Berücksichtigung der Reifendynamik in der Schlupfbestimmung werden die Optimierungspotenziale der genannten Kenngrößen verdoppelt oder sogar mehr als verdoppelt im Vergleich zu der Schlupfbestimmung, bei der lediglich die Achsdynamik berücksichtigt wird. Das bedeutet, dass die Reifendynamik ebenfalls eine sehr wichtige Rolle in der Bestimmung des tatsächlichen Bremschlupfes zwischen Reifen und Fahrbahn spielt.

Je rauer die Fahrbahn ist, desto größer werden die Optimierungspotenziale des mittleren Kraftschlussbeiwertes bei den beiden modifizierten Schlupfberechnungsmethoden. Und je rauer die Fahrbahn ist, desto mehr Optimierungspotenzial wird durch die Kompensation der Reifendynamik in der Schlupfbestimmung erreicht. Das bedeutet, dass mit zunehmender Fahrbahnunebenheit die

bei der ABS-Regelung angeregte Längsdynamik des Reifens eine immer wesentlichere Rolle in der Bestimmung des tatsächlichen Bremschlupfes zwischen Reifen und Fahrbahn spielt.

Die Optimierungspotenziale der Bremsdruck-, Bremschlupf- und Kraftschlussbeiwertsschwankungen befinden sich in einer ähnlichen Größenordnung bei allen Fahrbahnklassen, während das Optimierungspotenzial des mittleren Kraftschlussbeiwertes signifikant überproportional mit steigender Fahrbahnklasse ansteigt. Mit der achsdynamikkompensierten Schlupfberechnungsmethode ist das Optimierungspotenzial des mittleren Kraftschlussbeiwertes von nahezu null bei Fahrbahnklasse A-B auf 0,88% bei Fahrbahnklasse D-E gestiegen. Mit weiterer Berücksichtigung der Reifendynamik steigt das Optimierungspotenzial des mittleren Kraftschlussbeiwertes von 0,16% bei Fahrbahnklasse A-B auf 3,17% bei Fahrbahnklasse D-E an.

Die Erwartung, dass der Einsatz der modifizierten Schlupfberechnungsmethoden größere Optimierungspotenziale auf einer raueren Fahrbahn ergeben kann, wurde durch die Simulationsergebnisse überprüft und bestätigt.

7.5.3 Einfluss der Zustandsregelung

In diesem Abschnitt erfolgt eine Diskussion der folgenden offenen Fragen für die bereits in Abschnitt 7.4 beschriebene Optimierungsmaßnahme der ABS-Regelung mit Zustandsregelung:

- 1) Können die aus dieser Optimierungsmaßnahme resultierenden Optimierungspotenziale durch die Simulationsergebnisse bestätigt werden?
- 2) Wenn ja, unterscheiden sich diese Optimierungspotenziale bei verschiedenen Fahrbahnunebenheiten?
- 3) Wenn ja, in welcher Größenordnung liegen die Unterschiede?

Um die oben genannten Fragen zu beantworten, werden Simulationen der Bremsung mit ABS-Regelung bei allen Fahrbahnunebenheitsvarianten mit und

ohne zusätzlichen Zustandsregler durchgeführt und die Simulationsergebnisse miteinander verglichen.

In Abbildung 7.31 sind die Zeitverläufe und Amplitudenspektren der Längsbeschleunigungen in der Radmitte (RM) bei den Fahrbahnklassen A-B und D-E jeweils mit und ohne Zustandsregelung aufgetragen.

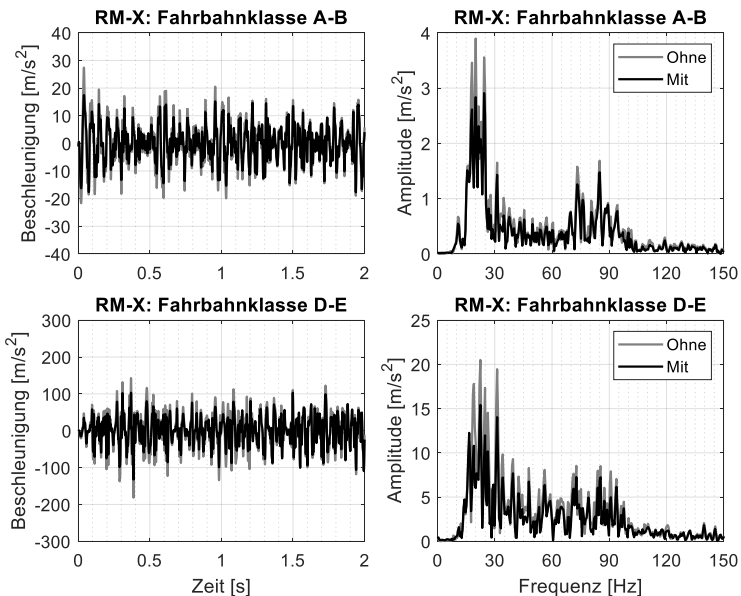


Abbildung 7.31: Zeitverläufe und Amplitudenspektren der Längsbeschleunigungen in RM bei der ABS-Regelung ohne und mit Zustandsregler für die Fahrbahnklassen A-B und D-E

Es ist in Abbildung 7.31 zuerst zu beobachten, dass durch die Kopplung bzw. Zusammenarbeit des ABS-Reglers mit dem zusätzlichen Zustandsregler die Schwingungsamplituden in der Längs- und Vertikalrichtung im Bereich des ABS-geregelten Bremsvorgangs bei beiden Fahrbahnklassen deutlich reduziert werden können, wie es in Abschnitt 7.4 auch die Versuchsergebnisse am

Prüfstand gezeigt haben. Gemäß den Amplitudenspektren liegt bei beiden Fahrbahnklassen die größte Reduzierung der Schwingungsamplitude im Frequenzbereich der longitudinale Achsresonanz (Mode1: 10 – 35 Hz), wie es auch die Versuchsergebnisse in Abbildung 7.22 zeigen. Im höheren Frequenzbereich, wo die nullte Torsionsmode des Reifens (Mode3: 35 – 60 Hz) und die translatorische sowie rotatorische Starrschwingungsmode des Reifens (Mode4: 60 – 120 Hz) liegen, ist ebenfalls eine leichte Verringerung der Schwingungsamplitude zu erkennen.

In Abbildung 7.32 werden die Optimierungspotenziale bezüglich der Effektivwerte der Längsbeschleunigung in der Radmitte bei den vier Fahrbahnklassen verglichen.

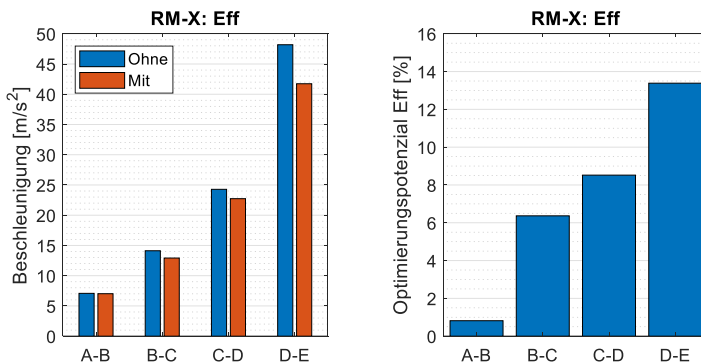


Abbildung 7.32: Effektivwerte und Optimierungspotenziale der Längsbeschleunigung in RM bei der ABS-Regelung mit Zustandsregler für vier Fahrbahnklassen

Die Ergebnisse in Abbildung 7.32 zeigen, dass sich die Optimierungspotenziale der Längsbeschleunigung in der Radmitte mit zunehmender Fahrbahnunebenheit vergrößern. Je rauer die Fahrbahn ist, desto stärker wird die Längsschwingung in der Radmitte bei der ABS-Regelung durch die Zustandsregelung reduziert. Werden die Effektivwerte und Optimierungspotenziale in Abbildung 7.32 mit denen aus der experimentellen Untersuchung in Abbildung

7.23 verglichen, kann beobachtet werden, dass die Optimierungspotenziale aus der experimentellen Untersuchung für alle Messreifen viel größere Werte erreichen, obwohl die gemessenen und simulierten Effektivwerte der Längsbeschleunigung in der Radmitte bezüglich der Größenordnung gut miteinander übereinstimmen. Die Zahlenwerte der Optimierungspotenziale aus der experimentellen Untersuchung sind mit den simulierten Zahlenwerten der Optimierungspotenziale bei den Fahrbahnklassen C-D und D-E vergleichbar, obwohl die untersuchte Safety-Walk-Fahrbahn zur Fahrbahnklasse A-B gehört.

In Abbildung 7.33 werden die Standardabweichungen des Bremsdrucks σ_p , des Radbremsschlupfes σ_λ und des Kraftschlussbeiwertes σ_μ der ABS-Regelung ohne und mit Zustandsregler sowie die prozentuale Reduzierung der Standardabweichung $\sigma_{p,\%}$, $\sigma_{\lambda,\%}$ und $\sigma_{\mu,\%}$ durch den Einsatz des Zustandsreglers für alle Fahrbahnklassen dargestellt.

Wie aus Abbildung 7.33 hervorgeht, weisen alle Fahrbahnklassen positive Optimierungspotenziale infolge der reduzierten Standardabweichungen aller Kenngrößen der ABS-Regelung auf. Mit dem zusätzlichen Zustandsregler werden die Schwankungen des Bremsdrucks in der Radbremse, des Radbremsschlupfes und des Kraftschlussbeiwertes deutlich reduziert.

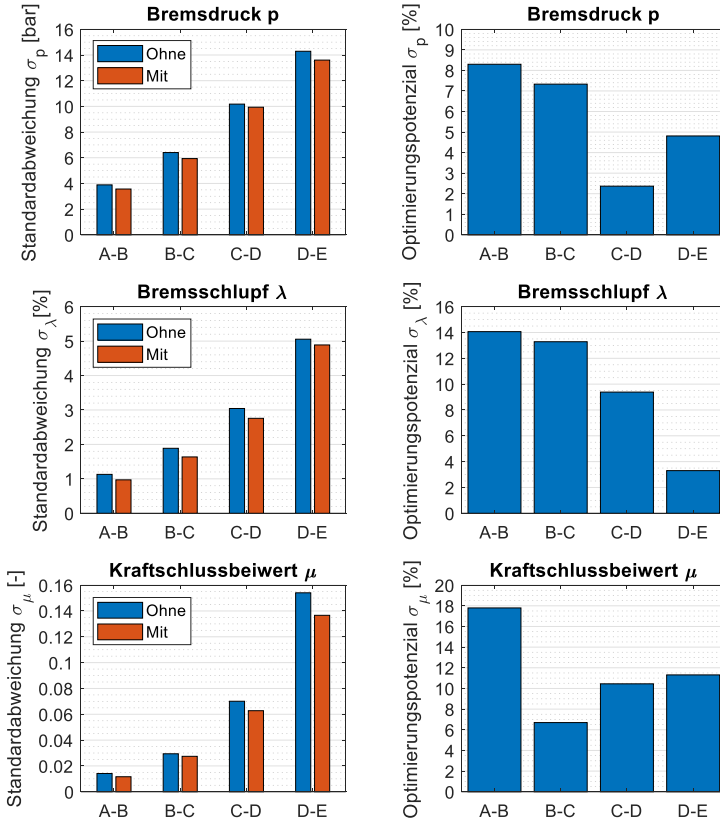


Abbildung 7.33: Standardabweichungen und Optimierungspotenziale bei der ABS-Regelung mit Zustandsregelung für vier Fahrbahnklassen

Abbildung 7.34 stellt die mittleren Kraftschlussbeiwerte μ_{Mit} der ABS-Regelung ohne und mit dem Zustandsregler sowie die prozentuale Erhöhung des mittleren Kraftschlussbeiwertes $\mu_{Mit,\%}$ durch den Einsatz des Zustandsreglers für alle Fahrbahnklassen dar.

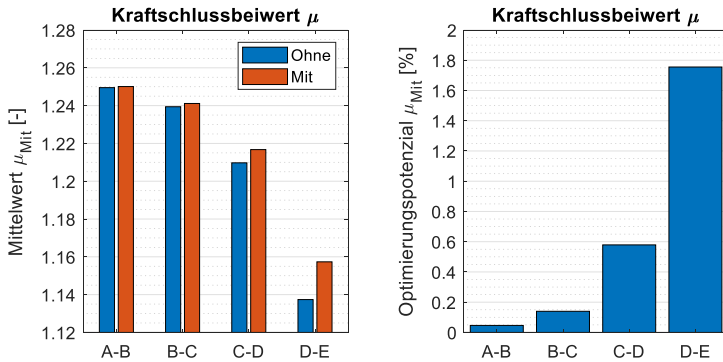


Abbildung 7.34: Mittlere Kraftschlussbeiwerte und Optimierungspotenziale des mittleren Kraftschlussbeiwertes bei der ABS-Regelung mit Zustandsregler für vier Fahrbahnklassen

Wie aus Abbildung 7.34 hervorgeht, zeigen sich bei allen Fahrbahnklassen positive Optimierungspotenziale der ABS-Regelung aufgrund des zusätzlichen Zustandsreglers. Außerdem nehmen die relativen Optimierungspotenziale dramatisch mit zunehmender Fahrbahnunebenheit zu. Je höher die Fahrbahnklasse ist, desto größer wird das Optimierungspotenzial. Im Vergleich zur Fahrbahnklasse A-B, wo das Optimierungspotenzial minimal ist, steigt das relative Optimierungspotenzial bezüglich der Erhöhung des mittleren Kraftschlussbeiwertes während der ABS-Regelung bei der Fahrbahnklasse D-E auf den Wert 1,76% an.

Werden die Ergebnissen der experimentellen Untersuchung in Abbildung 7.24 und Abbildung 7.25 mit den Simulationsergebnissen in Abbildung 7.33 und Abbildung 7.34 verglichen, ist ebenfalls zu beobachten, dass, obwohl die in der experimentellen Untersuchung erfolgten Optimierungspotenziale ebenfalls in der Simulationsuntersuchung zu finden sind, die Größenordnung der Ergebnisse bezüglich der Fahrbahnklasse miteinander nicht übereinstimmt, wie es bereits in Abschnitt 7.5.2 der Fall ist. Die Optimierungspotenziale der experimentellen Untersuchung bezüglich der Bremsdruck-, Bremschlupf sowie der

Kraftschlussbeiwertsschwankungen fallen alle in die Kategorien von Fahrbahnklasse C-D und D-E, obwohl die untersuchte Safety-Walk-Fahrbahn zur Fahrbahnklasse A-B gehört.

Somit lassen sich durch die Simulationsergebnisse die folgenden Schlussfolgerungen bezüglich der am Anfang dieses Abschnittes vorgelegten offenen Fragen herausarbeiten.

Die bei der experimentellen Untersuchung ermittelten Optimierungspotenziale mit dem Zustandsregler im ABS-Regelkreis wurden durch die simulationsgestützte Untersuchung bestätigt. Der gleiche Effekt wird in der Simulation erkannt, aber bezüglich der Fahrbahnklasse mit unterschiedlicher Größenordnung.

Durch die Koppelung des zusätzlichen Zustandsreglers mit dem aktuellen ABS-Regler im ABS-Regelkreis kann die Regelgüte der ABS-Regelung für alle Fahrbahnklassen verbessert werden. Je rauer die Fahrbahn ist, desto größer wird das Optimierungspotenzial.

Die Optimierungspotenziale der Bremsdruck-, Bremsschlupf- und Kraftschlussbeiwertsschwankungen befinden sich bei allen Fahrbahnklassen in einer ähnlichen Größenordnung, während das Optimierungspotenzial des mittleren Kraftschlussbeiwertes signifikant überproportional mit zunehmender Fahrbahnunebenheit ansteigt. Mit dem gekoppelten Zustandsregler ist das Optimierungspotenzial des mittleren Kraftschlussbeiwertes von nahezu null bei Fahrbahnklasse A-B auf 1,76% bei Fahrbahnklasse D-E angestiegen.

Die Erwartung, dass die Optimierungsmaßnahme mit Zustandsregelung auf rauerer Fahrbahn größere Optimierungspotenziale ergeben kann, wurde durch die Simulationsergebnisse überprüft und bestätigt.

8 Zusammenfassung und Ausblick

Im Rahmen der vorliegenden Arbeit wird ein Verfahren zur optimierten Ansteuerung der hydraulischen Bremsanlage und somit zur Optimierung des Bremsvorgangs mit Berücksichtigung von möglichen Einflussfaktoren aus Reifen, Fahrwerk und Fahrbahnunebenheit erarbeitet. Das vorliegende Kapitel gibt eine zusammenfassende Übersicht über die geleisteten Arbeiten und schließt mit einem Ausblick ab.

8.1 Zusammenfassung

Aufbauend auf einem Überblick über den aktuellen Forschungsstand wird in Kapitel 1 die Motivation und Zielsetzung der angefertigten Arbeit durch drei wichtige Forschungsfragen sowie Teilfragen abgeleitet. Die zentrale Hypothese dieser Arbeit, welche besagt, dass der Bremsvorgang durch eine optimierte Ansteuerung der hydraulischen Bremsanlage zur Reduzierung der negativen Schwingungen und Kraftschwankungen im Reifen-Fahrwerk-System verbessert werden kann, wird erläutert. Ein besseres Verständnis der brems- und fahrbahnerregten Schwingungen und Kraftschwankungen im Reifen-Fahrwerk-System sowie deren Interaktion mit der Kraftübertragung im Reifen-Fahrbahn-Kontakt und dem ABS-Regelsystem bildet die Basis für diese Hypothese.

Ausgehend von der Zielsetzung werden in Kapitel 2 die zum Verständnis dieser Arbeit erforderlichen Grundlagen erläutert. Anhand einer anschließenden Analyse der Optimierungsmöglichkeiten des Bremsvorgangs wird darauf hingewiesen, dass der Bremsvorgang immer weiter optimiert werden kann, wenn die Schlupfchwankung im Reifen-Fahrbahn-Kontakt stärker reduziert oder der mittlere Kraftschlussbeiwert weiter erhöht werden können. Das Teilkapitel 2.2 beschreibt die Ursache der Schlupfchwankung und analysiert mit Hilfe von einem mechanischen Ersatzmodell des Viertelfahrzeugs die Schwingungsformen des Reifen-Fahrwerk-Systems, die bis zu 150 Hz in der Längs- und

Vertikalrichtung dominieren, die Einflüsse des Bremsmomentes und der Fahrbahnunebenheiten sowie die Wechselwirkungen der Bremsmoment- und Fahrbahnerregung auf die Schwingungseigenschaften. Die theoretische Analyse bestätigt, dass die während des Bremsvorgangs angeregte Reifen- und Radaufhängungsdynamik im Reifen-Fahrwerk-System zu Schlupf- und deshalb auch zu Bremskraftschwankungen beitragen kann. Unter Berücksichtigung der analysierten Schwingungseigenschaften wird im Teilkapitel 2.3 eine systematische Analyse der Optimierungsmöglichkeiten ausgehend von der allgemeinen Funktionsweise des ABS-Bremssystems und dessen Bestandteilen diskutiert. Dabei werden zwei Optimierungsmaßnahmen bezüglich der Schlupfberechnung und der Zustandsregelung genannt. Auf Basis der beiden Ansätze bauen die wesentlichen Untersuchungen der vorliegenden Arbeit auf.

Im Kapitel 3 werden die verwendeten Versuchswerkzeuge, welche zur Umsetzung der vorliegenden Arbeit erforderlich sind, vorgestellt. Ein realer Fahrversuch zeigt, dass die Horizontalbewegung des Rades gegenüber dem Fahrzeugaufbau wegen der Fahrwerkelastizität von unter 1 cm bei Teilbremsungen auf bis zu 4 cm bei Vollbremsungen, bei denen die ABS-Funktion aktiviert wird, steigt und bestätigt damit die Notwendigkeit der Beantwortung von drei Forschungsfragen, die der vorliegenden Arbeit zugrunde liegen. Im weiteren Verlauf von Kapitel 3 werden der im Rahmen dieser Arbeit verwendete Versuchsaufbau, die Messtechnik, die Auswertung und die Simulationsmodelle auf Basis eines Gesamtkonzepts der experimentellen Untersuchung eines Reifen-Fahrwerk-Bremssystems am Prüfstand beschrieben. Zu diesem Aufbau gehört eine neu entwickelte hydraulische ABS-Bremsanlage am Prüfstand, in der ein Serien-ABS-Hydroaggregat zur Erweiterung der Ansteuerbarkeit mit gewissen Modifikationen in den Bremskreis am Prüfstand integriert wird. Die dabei entwickelte modifizierte hydraulische ABS-Bremsanlage ermöglicht, komplexe bzw. benutzerdefinierte Bremsdruckverläufe in der Radbremse einzustellen sowie benutzerdefinierte ABS-Regelalgorithmen am Prüfstand zu implementieren.

Kapitel 4 und 5 bilden die Grundsteine zur Erkennung der Reifeneigenschaften sowie Schwingungseigenschaften des Reifen-Radaufhängung-Systems. Als wesentliche Einflussfaktoren der Reifenbauart werden die Seitenwandstruktur

und die Laufstreifenmischung festgelegt. Dabei werden die Reifenvarianten gleicher Laufstreifenmischung, aber unterschiedlicher Struktur (Runflatreifen und Standardreifen mit gleicher Laufstreifenmischung) und die genau umgekehrten Reifenvarianten (Sommerreifen und Winterreifen mit gleicher Struktur, aber mit unterschiedlichem Laufstreifen) gezielt ausgewählt. Zur Erfassung grundlegender Reifeneigenschaften werden Steifigkeitsmessungen sowie Umfangskraft-Schupf-Messungen an der Radführung des Innentrommel-Prüfstandes (IPS) durchgeführt. Zur Ermittlung von Schwingungseigenschaften des Reifen-Fahrwerk-Systems und zur Differenzierung von Reifen werden die untersuchten Reifenvarianten mit derselben McPherson-Radaufhängung mit Hilfe einer Adaptereinrichtung am IPS-Prüfstand betrieben. Um die Schwingungseigenschaften in Längs- und Vertikalrichtung unabhängig voneinander untersuchen und den Einfluss der Fahrbahnunebenheit auf die Schwingungen in beide Richtungen trennen zu können, kommen Schlagleisten verschiedener Querschnitte als Anregungsquellen zum Einsatz. Zur Ermittlung der Längseigenschaften werden mit dem Reifen-Fahrwerk-System Schlagleisten gleicher Höhe, aber unterschiedlicher Flankenneigung überfahren. Zur Ermittlung der Vertikaleigenschaften wird bei gleicher Querschnittsform die Höhe der Schlagleiste variiert. Das Schwingungsverhalten wird jeweils durch Darstellung von Zeitverlauf und Amplitudenspektrum sowie mit Hilfe von Kennwertbildungen analysiert. Zum Schluss von Kapitel 5 wird eine Zusammenfassung der Wirkungen der genannten Einflussfaktoren auf das Schwingungsverhalten des Reifen-Fahrwerk-Systems gegeben.

Neben den Schwingungseigenschaften unter Fahrbahnanregungen wird in Kapitel 6 das Schwingungsverhalten des aufgebauten Reifen-Fahrwerk-Bremssystems unter verschiedenen Bremsbedingungen untersucht, wobei die anregenden transienten Kräfte in Längsrichtung über den Bremsdruckaufbau variiert werden. Zur Untersuchung der Bremskraftübertragung bei einem stationären Bremsvorgang werden rampenförmige Bremsdruckverläufe mit langsamem Druckanstiegsgradient (Gradient = ca. 8 bar/s) in der Radbremse erzeugt. Der Vergleich der μ -Schlupf-Kurve im stationär belasteten Reifen-Fahrwerk-Bremssystem mit der stationär an einer starren Radführung gemessenen μ -Schlupf-Kurve des Reifens zeigt eine sehr gute Übereinstimmung für alle un-

tersuchten Reifen. Beim Erzeugen von Bremsdruckverläufen mit hohen Anstiegsgradienten (Gradient = ca. 1000 und 2000 bar/s) wird das Reifen-Fahrwerk-System durch einen transienten Bremsvorgang beansprucht, wobei die Schwingungen am Radträger deutlich angeregt werden. Der Vergleich der μ -Schlupf-Kurven im stationär und transient belasteten Reifen-Fahrwerk-Bremsystem zeigt einerseits einen verlangsamten Anstieg des Kraftschlussbeiwertes mit zunehmendem Bremsschlupf und andererseits eine Absenkung des maximalen Kraftschlussbeiwertes beim transienten Bremsvorgang bei allen drei Sommerreifen. Mit Hilfe des mechanischen Ersatzmodells lässt sich der erste Effekt mit dem Einfluss der beim transienten Bremsvorgang angeregten Achs- und Reifendynamik auf den Bremsschlupf erklären. Dabei wird experimentell und simulatorisch bestätigt, dass sowohl die longitudinale Achsschwingung als auch die translatorische bzw. rotatorischen Gürtelschwingung des Reifens einen signifikanten Einfluss auf die Bestimmung des Bremsschlupfs haben. Der zweite Effekt wird im Rahmen der vorliegenden Arbeit nicht geklärt und bleibt demnach als Forschungsthema für die Zukunft offen. In Teilkapitel 6.2 werden die in Kapitel 2 theoretisch analysierten Wechselwirkungen der Bremsmoment- und Fahrbahnanregungen experimentell überprüft. Dabei werden ein rauher Beton-Fahrbahnbelag eingesetzt und sprungförmige Bremsdruckverläufe durch das Bremssystem erzeugt. Die Versuchsergebnisse bestätigen, dass die fahrbahninduzierten Längsschwingungen in der Radmitte mit zunehmendem stationärem Bremsdruck in der Radbremse deutlich steigen. Dies bedeutet, dass bei einem stationären Bremsmoment auf hohem Niveau am Rad, wie z. B. bei der ABS-Regelung, die Fahrbahnunebenheiten einen wesentlichen Einfluss auf die longitudinale Schwingung in der Radmitte haben und somit die Schlupfchwankungen vergrößern und die Kraftübertragung zwischen Reifen und Fahrbahn negativ beeinflussen können. Auf Basis des Versuchsaufbaus wird in Teilkapitel 6.3 zusätzlich eine Schlagleiste auf der Beton-Fahrbahn montiert und die Untersuchung um eine hochfrequente Radlaständerung während eines Bremsvorgangs erweitert. Die Analyse der Schlupfänderung und Bremskraftänderung infolge einer hochfrequenten Radlaständerung bestätigt die Literaturangabe in [Niem06], dass die hochfrequente Radlaständerung beim Bremsvorgang keinen signifikanten Einfluss auf die mittlere Bremskraft bzw. den mittleren Kraftschlussbeiwert hat, zumindest, solange es sich um einen kurzzeitigen Vorgang infolge einer einzelnen Schlagleiste handelt.

Kapitel 7 behandelt den Aufbau eines ABS-Regelkreises auf Basis der in Kapitel 3 entwickelten modifizierten hydraulischen ABS-Bremsanlage und demnach die Umsetzung von zwei Optimierungsmaßnahmen der ABS-Regelung am Prüfstand. In Teilkapitel 7.1 gliedert sich der Aufbau des ABS-Regelkreises in drei wesentlichen Modulen (Schlupfberechnung, Bremschlupfregler und Ventilansteuerung), die jeweils mit verschiedenen Berechnungsprogrammen flexibel konfiguriert werden können. Eine Standardkonfiguration wird in Teilkapitel 7.2 anhand der Versuchsergebnissen festgelegt. Dabei wird bestätigt, dass insbesondere die longitudinale Achsresonanz während der ABS-Regelung deutlich angeregt werden kann. Ausgehend von der Standardkonfiguration des ABS-Regelkreises lässt sich in Teilkapitel 7.3 die erste Optimierungsmaßnahme mit Annahme einer modifizierten Schlupfberechnungsmethode im Modul der Schlupfberechnung am Prüfstand untersuchen. Dabei wird der Ist-Schlupf während der ABS-Regelung durch die angeregte Achsdynamik korrigiert, indem man die an der Radnabe gemessene Längsgeschwindigkeit in der Schlupfberechnung berücksichtigt. Die Versuchsergebnisse zeigen, dass bei den untersuchten Reifen eine Erhöhung des mittleren Kraftschlussbeiwertes bei der ABS-Regelung um 0,60% bis 1,83% erreicht wird und die Bremsdruck-, Schlupf- und Kraftschlussbeiwertsschwankungen deutlich reduziert werden. Als zweite Optimierungsmaßnahme wird in Teilkapitel 7.4 ein Zustandsregler in den aufgebauten Standard-ABS-Regelkreis integriert, um während der ABS-Regelung die Achsdynamik gezielt anzusteuern. Dabei werden die am Radträger gemessene Längs- und Vertikalgeschwindigkeit als zurückführender Zustand während der ABS-Regelung geregelt. Die Ergebnisse zeigen neben der Schwankungsreduzierung, dass mit den untersuchten Reifen eine Erhöhung des mittleren Kraftschlussbeiwertes während der ABS-Regelung um 1,08% bis 1,63% zu erreichen ist. Zum Schluss von Kapitel 7 wird die Erwartung, dass auf gröberen Fahrbahnen ein größeres Optimierungspotenzial als auf feinen, gleichmäßigen Fahrbahnoberflächen vorhanden ist, für die beiden Optimierungsmaßnahmen in Teilkapitel 7.5 simulationsgestützt für vier Fahrbahnklassen überprüft. Ferner wird eine zweite Modifikation der Schlupfberechnungsmethode mit Berücksichtigung von sowohl Achsdynamik als auch Reifendynamik vorgestellt und untersucht, die wegen mangelnder Messtechnik zur Analyse der Gürtelschwingungen des Reifens nicht experimentell untersucht werden kann. Mit der weiteren Kompensation der Reifendynamik in

der Schlupfberechnung ergibt sich bei allen Fahrbahnklassen eine mehr als doppelte Erhöhung der Optimierungspotenziale. Die simulationsgestützte Untersuchung bestätigt eine deutliche Erhöhung der Optimierungspotenziale des mittleren Kraftschlussbeiwertes mit zunehmenden Fahrbahnunebenheiten, die in der zukünftigen Forschung durch Prüfstandsmessungen versuchstechnisch zu überprüfen ist.

8.2 Ausblick

Einige Themen konnten im Rahmen dieser Arbeit nicht weiterverfolgt werden.

Der in Kapitel 6 beobachtete Effekt, dass der maximale Kraftschlussbeiwert bei transienten Bremsvorgängen niedriger als bei stationären Bremsvorgängen ist, wurde im Rahmen der vorliegenden Arbeit nicht geklärt.

Desweiteren bestehen noch viele Möglichkeiten, den Zustandsregler mit Hilfe von Messtechnik sowie Simulationstools zu verbessern. Da das Hauptziel der vorliegenden Arbeit vor allem ist zu klären, ob überhaupt ein Optimierungspotenzial bei der ABS-Regelung durch die optimierte Ansteuerung der hydraulischen Bremsanlage erreicht werden kann, werden beim Entwurf des aktuellen Zustandsreglers möglichst einfache Ansätze sowohl bei der Zustandsrückführung als auch bei der Kopplung des Zustandsreglers mit dem Bremsschlupfregler verwendet.

Ferner wurden im Rahmen der vorliegenden Arbeit die Optimierungsmaßnahmen nur auf einer Fahrbahnunebenheit unter der Standardbetriebsbedingung untersucht. So kann das in der vorliegenden Arbeit entwickelte Optimierungsverfahren auf weitere Betriebsbedingungen erweitert und die Reproduzierbarkeit der Messergebnisse überprüft werden. Der Effekt, dass die Optimierungspotenziale bei rauer Fahrbahn noch größer werden können, wurde durch simulationsgestützte Untersuchungen bestätigt. Somit steht eine Validierung der Simulationsergebnisse durch Vergleich mit Messergebnissen noch aus. Die Sensitivitäten der Optimierungspotenziale gegenüber anderen Faktoren wie z. B. Reifen- und Fahrwerkparametern können ebenfalls in Zukunft durch Experimente oder Simulationen analysiert werden.

A Anhang

A.1 Linearisierung des Berechnungsmodells

Kleine Änderungen aller Zustandsvariablen (durch hochgestelltes \sim gekennzeichnet) um deren stationären Werte (durch tiefgestellte 0 gekennzeichnet) werden für die Linearisierung aller Bewegungsgleichungen vorausgesetzt. Die Zustandsvariablen ergeben sich zu:

$$z_A = z_{A0} + \tilde{z}_A$$

$$x_a = x_{a0} + \tilde{x}_a$$

$$z_a = z_{a0} + \tilde{z}_a$$

$$\theta_a = \theta_{a0} + \tilde{\theta}_a$$

$$x_b = x_{b0} + \tilde{x}_b$$

$$z_b = z_{b0} + \tilde{z}_b$$

$$\theta_b = \theta_{b0} + \tilde{\theta}_b$$

$$x_c = x_{c0} + \tilde{x}_c$$

$$\lambda = \lambda_0 + \tilde{\lambda}$$

Von den stationären Werten der Systemzustände sind nur die stationären Zustände der Drehgeschwindigkeiten der Radnabe $\dot{\theta}_a$ und des Reifengürtels $\dot{\theta}_b$ von Bedeutung, da sie dem stationären Zustand des gebremsten Rades in der Drehrichtung entsprechen.

$$\dot{\theta}_a = \Omega + \dot{\tilde{\theta}}_a$$

$$\dot{\theta}_b = \Omega + \dot{\tilde{\theta}}_b$$

Die dynamischen Eingangsgrößen des linearisierten Modells werden auch als sehr kleine Änderungen um deren stationären Werte angenommen:

$$M_{ay} = M_{ay0} + \tilde{M}_{ay}$$

$$h_f = h_{f0} + \tilde{h}_f$$

Mit Vernachlässigung der Komponenten zweiter oder höherer Ordnung lauten die linearisierten Kräfte und Momente:

$$\Delta \tilde{F}_F = (1 + DB) \cdot (-\tilde{F}_{cx}) \cdot \frac{h}{l} \cdot (1 - X)$$

$$\tilde{F}_{Aax} = k_{ax}\dot{\tilde{x}}_a + c_{ax}\tilde{x}_a$$

$$\tilde{F}_{Aaz} = k_{az}(\dot{\tilde{z}}_a - \dot{\tilde{z}}_A) + c_{az}(\tilde{z}_a - \tilde{z}_A)$$

$$\tilde{F}_{abx} = k_{bx}(\dot{\tilde{x}}_b - \dot{\tilde{x}}_a) + c_{bx}(\tilde{x}_b - \tilde{x}_a) - k_{bz}\Omega(\tilde{z}_b - \tilde{z}_a)$$

$$\tilde{F}_{abz} = k_{bz}(\dot{\tilde{z}}_b - \dot{\tilde{z}}_a) + c_{bz}(\tilde{z}_b - \tilde{z}_a) + k_{bx}\Omega(\tilde{x}_b - \tilde{x}_a)$$

$$\tilde{M}_{aby} = k_{b\theta}(\dot{\tilde{\theta}}_b - \dot{\tilde{\theta}}_a) + c_{b\theta}(\tilde{\theta}_b - \tilde{\theta}_a)$$

$$\tilde{F}_{bcx} = k_{cx}(\dot{\tilde{x}}_c - \dot{\tilde{x}}_b) + c_{cx}(\tilde{x}_c - \tilde{x}_b)$$

$$\tilde{F}_{bcz} = \tilde{F}_{cz}$$

$$\tilde{M}_{bcy} = -r_{dyn}\tilde{F}_{bcx}$$

$$\tilde{F}_{cx} = \tilde{\mu}F_{cz0} + \mu_0\tilde{F}_{cz} = C_\lambda\tilde{\lambda}F_{cz0} + \mu_0c_{cz}(\tilde{h}_f - \tilde{z}_b)$$

$$\tilde{F}_{cz} = c_{cz}(\tilde{h}_f - \tilde{z}_b)$$

$$\tilde{M}_{cy} = -r_{dyn} f r \tilde{F}_{cz}$$

$$\tilde{V}_{csx} = \dot{\hat{x}}_c - r_{dyn} \dot{\hat{\theta}}_b$$

Und die linearisierte Version der Bewegungsgleichungen ergibt sich als:

$$m_A \ddot{z}_A = \tilde{F}_{Aaz} + \Delta \tilde{F}_F$$

$$m_a \ddot{x}_a = \tilde{F}_{abx} - \tilde{F}_{Aax}$$

$$m_a \ddot{z}_a = \tilde{F}_{abz} - \tilde{F}_{Aaz}$$

$$J_{ay} \ddot{\theta}_a = \tilde{M}_{aby} - \tilde{M}_{ay}$$

$$m_b \ddot{x}_b = \tilde{F}_{bcx} - \tilde{F}_{abx}$$

$$m_b \ddot{z}_b = \tilde{F}_{bcz} - \tilde{F}_{abz}$$

$$J_{by} \ddot{\theta}_b = \tilde{M}_{cy} + \tilde{M}_{bcy} - \tilde{M}_{aby}$$

$$m_c \ddot{x}_c = \tilde{F}_{cx} - \tilde{F}_{bcx}$$

$$\sigma_c \dot{\hat{\lambda}} + |V_F| \tilde{\lambda} = -\tilde{V}_{csx}$$

A.2 Modifiziertes ABS-Hydroaggregat

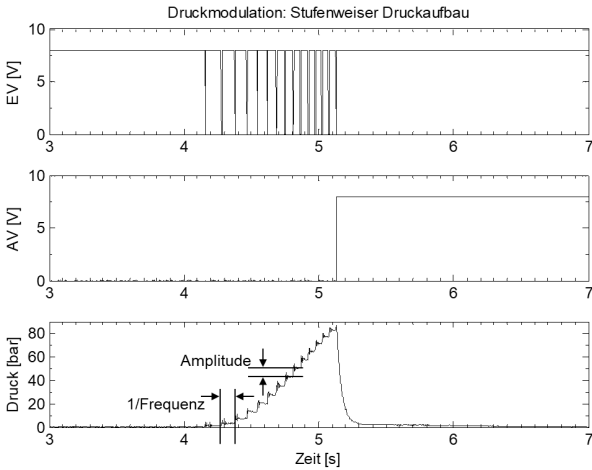


Abbildung A.1: Stufenweiser Druckaufbau

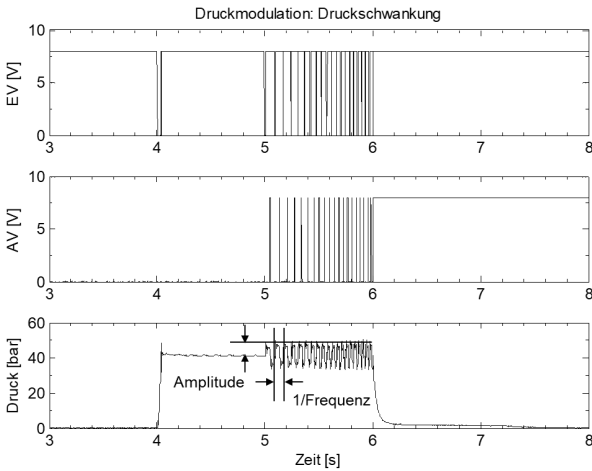


Abbildung A.2: Schwankender Druckaufbau

A.3 Steifigkeitsmessung

Messverfahren der Längssteifigkeit

Zur Messung der Längssteifigkeit wird der Reifen zunächst langsam in vertikaler Richtung auf die Innentrommel bis $F_z = 0.5 \cdot LI$ (LI: Load Index) zugestellt. Die Trommel wird dann langsam verdreht, bis die Haftungsgrenze des Reifens erreicht wird, das heißt, der Reifen gleitet ab diesem Zeitpunkt auf der Trommel. Während der Messung wird die Radbremse aktiviert, um die Radrotation zu vermeiden. Aufgezeichnet werden die Umfangskraft an der Messnabe und die Verdrehung bzw. der Verschiebeweg der Innentrommel in der Umfangsrichtung. Abbildung A.3 zeigt den Versuchsaufbau und das Messverfahren für diese Messung.

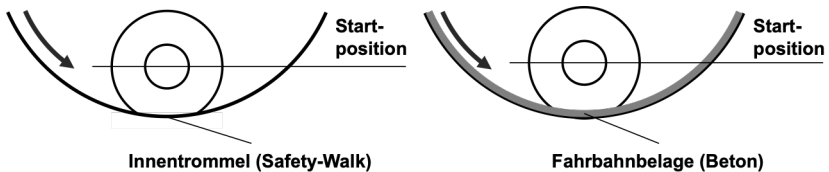


Abbildung A.3: Versuchsaufbau für die Messung der Längssteifigkeit

Messverfahren der Vertikalsteifigkeit

Zur Messung der Vertikalsteifigkeit wird der Reifen, der an der Messnabe montiert wird, langsam in Vertikalrichtung auf die ebene Platte zugestellt, bis dieser kurz vor dem Berühren der horizontal ausgerichteten ebenen Fläche steht. Ausgehend von dieser Position beginnt die Messung der Einfederung. Der Reifen wird langsam weiter nach unten gegen die ebene Platte eingefedert, bis die gewünschte Radlast erreicht wird, und dann langsam wieder auf die Startposition ausgefedert. Während der Messung werden die Radlast und die Vertikalverschiebung des Rades aufgezeichnet. Der Versuchsaufbau und das Messverfahren für diese Messung werden in Abbildung A.4 gezeigt.

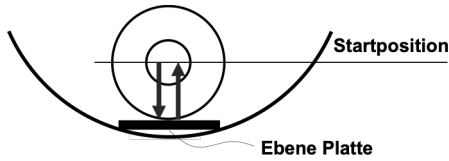


Abbildung A.4: Versuchsaufbau für die Messung der Vertikalsteifigkeit

A.4 Bremsdruck in der Radbremse

Bei der Einstellung eines vorgegebenen stationären Bremsdrucks in der Radbremse wird geprüft, ob die Bremsdruckschwankungen bei verschiedenen Druckniveaus stabil bleiben. Zur Bewertung der Druckschwankung kommt die Standardabweichung zum Einsatz. In Abbildung A.5 werden die Standardabweichungen des Bremsdrucks über den während der Druckhaltephase in der Radbremse eingestellten stationären Bremsdruck dargestellt.

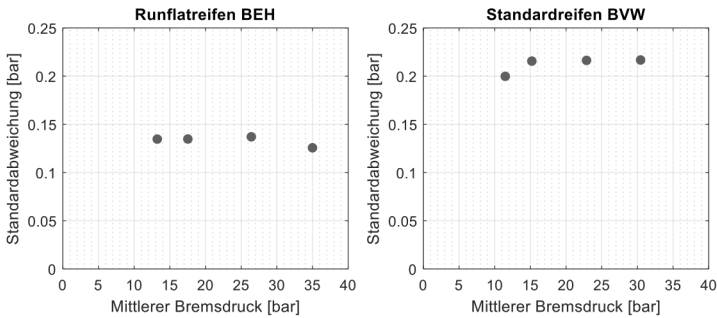


Abbildung A.5: Standardabweichungen des Bremsdrucks über Mittelwerte während der Druckhaltephase

Die Ergebnisse zeigen, dass die Standardabweichung des Bremsdrucks in der Radbremse nicht signifikant von dem eingestellten stationären Bremsdruck beeinflusst wird. Die Bremsdruckschwankungen verändern sich bei einem größeren mittleren Bremsdruck nicht wesentlich.

A.5 Vollständiges Zustandsraummodell

Die 14×14 Systemmatrix A setzt sich aus 14 Zeilenvektoren zusammen.

$$A = [A_1; A_2; A_3; A_4; A_5; A_6; A_7; A_8; A_9; A_{10}; A_{11}; A_{12}; A_{13}; A_{14}]$$

Der jeweilige Zeilenvektor ergibt sich aus den Bewegungsgleichungen des Viertelfahrzeugmodells als:

$$A_1 = [0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 1 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0]$$

$$A_2 = [0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 1 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0]$$

$$A_3 = [0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 1 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0]$$

$$A_4 = [0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 1 \ 0 \ 0 \ 0]$$

$$A_5 = [0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 1 \ 0 \ 0]$$

$$A_6 = [0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 1 \ 0]$$

$$A_7 = [0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 1]$$

$$A_8 = \begin{bmatrix} -\frac{(c_{ax} + c_{bx})}{m_a} & \frac{k_{bz}\Omega}{m_a} & 0 & \frac{c_{bx}}{m_a} & -\frac{k_{bz}\Omega}{m_a} & 0 & 0 \\ -\frac{(k_{ax} + k_{bx})}{m_a} & 0 & -\frac{k_{bz}z_{rb0}}{m_a} & \frac{k_{bx}}{m_a} & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}$$

$$A_9 = \begin{bmatrix} -\frac{k_{bx}\Omega}{m_a} & -\frac{(c_{az} + c_{bz})}{m_a} & 0 & \frac{k_{bx}\Omega}{m_a} & \frac{c_{bz}}{m_a} & 0 & 0 & 0 \\ -\frac{(k_{az} + k_{bz})}{m_a} & 0 & 0 & \frac{k_{bz}}{m_a} & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}$$

$$A_{10} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & -\frac{c_{b\theta}}{J_{ay}} & 0 & 0 & \frac{c_{b\theta}}{J_{ay}} & 0 & 0 & 0 & -\frac{k_{b\theta}}{J_{ay}} & 0 & 0 & \frac{k_{b\theta}}{J_{ay}} & 0 \end{bmatrix}$$

$$A_{11} = \begin{bmatrix} \frac{c_{bx}}{m_b} - \frac{k_{bz}\Omega}{m_b} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -\frac{(c_{bx} + c_{cx})}{m_b} & \frac{k_{bz}\Omega}{m_b} & 0 & \frac{c_{cx}}{m_b} & \frac{k_{bx}}{m_b} & 0 \\ -\frac{(k_{bx} + k_{cx})}{m_b} & 0 & 0 & \frac{k_{cx}}{m_b} & 0 & \frac{k_{bz}Z_{rb0}}{m_b} \end{bmatrix}$$

$$A_{12} = \begin{bmatrix} \frac{k_{bx}\Omega}{m_b} & \frac{c_{bz}}{m_b} & 0 & -\frac{k_{bx}\Omega}{m_b} & -\frac{(c_{bz} + c_{cz})}{m_b} & 0 & 0 & 0 & \frac{k_{bz}}{m_b} & 0 & 0 \\ -\frac{k_{bz}}{m_b} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}$$

$$A_{13} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & \frac{c_{b\theta}}{J_{by}} & \frac{r_{dyn}c_{cx}}{J_{by}} & \frac{r_{dyn}f_r c_{cz}}{J_{by}} & -\frac{c_{b\theta}}{J_{by}} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -\frac{r_{dyn}c_{cx}}{J_{by}} & 0 & 0 & \frac{k_{b\theta}}{J_{by}} & \frac{r_{dyn}k_{cx}}{J_{by}} & 0 & -\frac{k_{b\theta}}{J_{by}} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -\frac{r_{dyn}k_{cx}}{J_{by}} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}$$

$$A_{14} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & \frac{c_{cx}}{m_c} & -\frac{\mu_0 c_{cz}}{m_c} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -\frac{c_{cx}}{m_c} & 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{k_{cx}}{m_c} & 0 & \frac{C_\lambda F_{cz0} r_{dyn}}{|V_F| m_c} & 0 & 0 & 0 \\ -\left(\frac{C_\lambda F_{cz0}}{|V_F| m_c} + \frac{k_{cx}}{m_c}\right) & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}$$

Die einzige Eingangsgröße dieses Viertelfahrzeugmodells stellt das Bremsmoment am Rad M_{ay} dar. Die Fußpunkterregung der Fahrbahnebenheit w wird als eine Störgröße des Systems angenommen. Der 1×1 Eingangsgrößen- und Störgrößenvektor des Viertelfahrzeugmodells lautet dann jeweils wie folgt:

$$u(t) = M_{ay}$$

$$d(t) = h_f$$

Die 14×1 Eingangsmatrix B und Störmatrix E ergeben sich ebenfalls aus den Bewegungsgleichungen des Viertelfahrzeugmodells als:

$$B = \left[0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ -\frac{1}{J_{ay}} \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \right]^T$$

$$E = \left[0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ \frac{c_{cz}}{m_b} - \frac{r_{dyn} f_r c_{cz}}{J_{by}} \ \frac{\mu_0 c_{cz}}{m_c} \right]^T$$

Der Ausgangsgrößenvektor kann sich aus der Integralrechnung sowie Hochpassfilterung der gemessenen Beschleunigungen und Drehzahl in der Radmitte ergeben:

$$y(t) = [x_a \ z_a \ \theta_a \ \dot{x}_a \ \dot{z}_a \ \dot{\theta}_a]^T$$

Die 6×14 Ausgangsmatrix C ergibt sich als Teil der Systemmatrix A :

$$C = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}$$

Die 6×1 Durchgangsmatrix D ergibt sich als:

$$D = [0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0]^T$$

Die 6×1 Störmatrix F ergibt sich als:

$$F = [0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0]^T$$

B Formelzeichen

Zeichen	Einheit	Bedeutung
3σ	-	3σ -Regel
a	m/s^2	Längsverzögerung des Fahrzeugs
c_{ax}	N/m	Längssteifigkeit der Radaufhängung
c_{az}	N/m	Vertikalsteifigkeit der Radaufhängung
c_{bx}	N/m	Längssteifigkeit der Reifenseitenwand
c_{bz}	N/m	Vertikalsteifigkeit der Reifenseitenwand
$c_{b\theta}$	Nm/rad	Drehsteifigkeit der Reifenseitenwand
c_{cx}	N/m	Residuale Längssteifigkeit
c_{cz}	N/m	Residuale Vertikalsteifigkeit
c_p	-	Bremsenkennwert
c_{rz}	N/m	Vertikalsteifigkeit des Rades
d_B	m	Bremsweg
e	-	Regelfehler
f_{max}	-	Maximalbeiwert
f_r	-	Rollwiderstandsbeiwert
g	m/s^2	Erdbeschleunigung
h	m	Schwerpunkthöhe
h_f	m	Fahrbahnunebenheit
h_v	m	Vertikaler Abstand zwischen Radaufstandspunkt und Längspol
i	-	Übersetzungsfaktor zwischen der Luftdrucksteuerspannung und dem Bremsdruck in der Radbremse
i_G	-	Wirksame Gesamtübersetzung vom Motor zum Rad
k	-	Positive Konstante
k_{ax}	Ns/m	Längsdämpfung der Radaufhängung
k_{az}	Ns/m	Vertikaldämpfung der Radaufhängung
k_{bx}	Ns/m	Längsdämpfung der Reifenseitenwand
k_{bz}	Ns/m	Vertikaldämpfung der Reifenseitenwand
$k_{b\theta}$	Ns/m	Drehdämpfung der Reifenseitenwand
k_{cx}	Ns/m	Residuale Längsdämpfung
l	m	Radstand des Fahrzeugs
l_{LL}	m	Hebelarm des Längslenkers

l_{om}	m	Wirksame Länge des Feder-Dämpferbeins
l_{QL}	m	Hebelarm des Querlenkers
l_v	m	Horizontaler Abstand zwischen Radaufstandspunkt und Längsopol
m_a	kg	Masse der Radnabe
m_A	kg	Anteilige Aufbaumasse des Viertelfahrzeugs
m_b	kg	Masse des Reifengürtels
m_c	kg	Kontaktmasse
m_{FA}	kg	Anteilige Fahrzeugaufbaumasse
m_{Fzg}	kg	Gesamtmasse des Fahrzeugs
m_R	kg	Radmasse
n	Zyklen/m	Ortsfrequenz
n_0	Zyklen/m	Referenzwert der Ortsfrequenz
n_{max}	Zyklen/m	Maximale theoretische Abtastortsfrequenz
p	bar	Bremsdruck
p_{Hyd}	bar	Hydraulikdruck
\bar{p}_{Hyd}	bar	Durchschnittlicher Hydraulikdruck im Radbremszylinder
p_{Kreis}	bar	Druck vor dem Einlassventil (bei Druckaufbau) oder Druck hinter dem Auslassventil (bei Druckabbau)
p_{Mit}	bar	Mittelwert des Bremsdrucks
p_R	bar	Radbremszylinderdruck
$p_{R,Ist}$	bar	Istdruck im Radbremszylinder
$p_{R,Soll}$	bar	Solldruck im Radbremszylinder
q_{fr}	N	Koeffizient des Rollwiderstandsbeiwertes
q_{Fzr}	N/m	Parameter der Residualfederverformung
r_0	m	Statischer Reifenhalbmesser
$r_{Bs,med}$	m	Effektiver Bremsradius
r_{dyn}	m	Dynamischer Rollhalbmesser
t	s	Zeit
t_1	s	Zeitpunkt zu Beginn des Bremsvorgangs
t_2	s	Zeitpunkt am Ende des Bremsvorgangs
t_{Abfall}	s	Abfallzeit des Hydraulikdrucks im Radbremszylinder
$t_{Ansprech}$	s	Ansprechdauer der Bremsleitung
$t_{Anstieg}$	s	Anstiegszeit des Hydraulikdrucks im Radbremszylinder
t_{BE}	s	Zeitpunkt zu Beginn der ABS-Regelung

t_e	s	Zeit am Ende
t_{EN}	s	Zeitpunkt am Ende der ABS-Regelung
t_{vent}	s	Ventilansteuerzeit
u	-	Ausgang des PID-Reglers
v	m/s	Längsgeschwindigkeit des Fahrzeugs
v_0	m/s	Ausgangsgeschwindigkeit
v_a	m/s	Geschwindigkeit der Radaufstandsfläche
v_F	m/s	Fahrgeschwindigkeit
v_{kfz}	m/s	Fahrzeuggeschwindigkeit
v_r	m/s	Umfangsgeschwindigkeit des Reifens
v_R	m/s	Radumfangsgeschwindigkeit des gebremsten Rades
$v_{R,x}$	m/s	Längsgeschwindigkeit des gebremsten Rades
$v_{R,A}$	m/s	Radumfangsgeschwindigkeit während der Anpassungsphase
$v_{R,frei}$	m/s	Frei rollende (ungebremste) Radumfangsgeschwindigkeit
$v_{R,frei,A}$	m/s	Frei rollende (ungebremste) Radumfangsgeschwindigkeit während der Anpassungsphase
v_x	m/s	Fahrzeuggeschwindigkeit der x-Achse
x	m	Abszissenachse von 0 bis zu der Länge des Fahrbahnprofils
x_a	m	Längsfreiheitsgrad der Radnabe
x_b	m	Längsfreiheitsgrad des Reifengürtels
x_c	m	Längsfreiheitsgrad der Kontaktmasse
\ddot{x}_{Fzg}	m/s ²	Längsbeschleunigung des Fahrzeugs
\dot{x}_g	m/s	Tangentiale Latsch- bzw. Gürtelgeschwindigkeit des Reifens relativ zur Felge
\dot{x}_r	m/s	Längsgeschwindigkeit des Radmittelpunktes
\dot{x}_{rb}	m/s	Relative Längsgeschwindigkeit des Reifengürtels in Bezug zur Radnabe
\dot{x}_{rc}	m/s	Relative Längsgeschwindigkeit der Kontaktmasse in Bezug zum Reifengürtel
x_R	m	Längsfreiheitsgrad des Radträgers
Z	-	Abbremsung
Z_a	m	Vertikalfreiheitsgrad der Radnabe
Z_A	m	Vertikalfreiheitsgrad der anteiligen Fahrgaufbaumasse
Z_b	m	Vertikalfreiheitsgrad des Reifengürtels

Z_r	m	Vertikalbewegung des Radmittelpunktes
Z_R	m	Vertikalfreiheitsgrad des Radträgers
C_{Fz}	N/m	Gesamte Vertikalsteifigkeit des Reifens
C_λ	-	Schlupfsteifigkeit
DB	-	Bremskraftverteilungskoeffizient
E	-	Erwartungswert
Eff	N, m/s ²	Effektivwert
$E_{Schlupf}$	-	Schlupfabweichung
F	N	Kraft
F_0	N	Bezugskraft
F_{abx}	N	Interne Längskraft in der Seitenwand
F_{abz}	N	Interne Vertikalkraft in der Seitenwand
F_{Aax}	N	Interne Längskraft in der Radaufhängung zwischen Aufbau und Radnabe
F_{Aaz}	N	Interne Vertikalkraft in der Radaufhängung zwischen Aufbau und Radnabe
F_{ARx}	N	Interne Längskraft in der Radaufhängung zwischen Aufbau und Rad
F_{ARz}	N	Interne Vertikalkraft in der Radaufhängung zwischen Aufbau und Rad
F_B	N	Bremskraft
$F_{B,A}$	N	Momentane Bremskraft während der Anpas- sungsphase
$F_{B,Ges}$	N	Gesamte Bremskraft aller vier Räder
$\bar{F}_{B,Ges}$	N	Mittlere gesamte Bremskraft aller vier Räder
$F_{B,h}$	N	Bremskraft der Hinterachse
$F_{B,v}$	N	Bremskraft der Vorderachse
F_{bcx}	N	Interne Längskraft zwischen dem Reifengür- tel und der Kontaktmasse
F_{bcz}	N	Interne Vertikalkraft zwischen dem Reifen- gürtel und der Kontaktmasse
F_{BF}	N	Stationäre Bremskraft
F_{cx}	N	Übertragene Bremskraft zwischen der Kon- taktmasse und der Fahrbahn
F_{cz}	N	Vertikalkraft der Residualfeder im Reifen- fahrbahn-Kontakt
F_{LL}	N	Im Längslenker übertragene Kraft
$F_{LL,l}$	N	Längskomponente der Kraft im Längslenker

$F_{LL,q}$	N	Querkomponente der Kraft im Längslenker
F_N	N	Radlast
F_{QL}	N	Im Querlenker übertragene Kraft
$F_{QL,l}$	N	Längskomponente der Kraft im Querlenker
$F_{QL,q}$	N	Querkomponente der Kraft im Querlenker
F_{Rx}	N	Übertragene Bremskraft zwischen der Kontaktmasse und der Fahrbahn
F_{Rz}	N	Radlast
F_{Rz0}	N	Statische Radlast
F_{SS}	N	In der Spurstange übertragene Kraft
$F_{Träg}$	N	Trägheitskraft
F_x	N	Umfangskraft
$F_{x,Mit}$	N	Mittelwert der Bremskraft
F_z	N	Radlast
G	N	Fahrzeuggewicht
G_d	m ² /Hz	PSD der vertikalen Verschiebung des Fahrbahnprofils
<i>Gradient</i>	N/s, m/s ³	Gradient des ersten Peaks
<i>Gradient</i>	bar/s	Gradient des Druckaufbaus
J_{ay}	kg m ²	Massenträgheitsmoment der Radnabe um die Querachse
J_{by}	kg m ²	Massenträgheitsmoment des Reifengürtels um die Querachse
J_{Ry}	kg m ²	Radträgheitsmoment
J_R	kg m ²	Radträgheitsmoment
K	-	Störgrößenübertragungsfunktion
K_d	-	Verstärkungsfaktor des Differenzial-Anteils des PID-Reglers
K_D	-	Verstärkungsfaktor des Differenzial-Anteils des Bremsschlupfreglers
K_i	-	Verstärkungsfaktor des Integral-Anteils des PID-Reglers
K_I	-	Verstärkungsfaktor des Integral-Anteils des Bremsschlupfreglers
K_p	-	Verstärkungsfaktor des Proportional-Anteils des PID-Reglers
K_P	-	Verstärkungsfaktor des Proportional-Anteils des Bremsschlupfreglers
K_u	-	Ultimative Verstärkung des PID-Reglers

Max	N, m/s ²	Maximale Schwingungsamplitude
M_{ay}	Nm	Transientes Bremsmoment am Rad
M_{aby}	Nm	Internes Moment in der Seitenwand
M_B	Nm	Bremsmoment
$M_{B,ABS}$	Nm	ABS-Sollbremsmoment aus dem Brems- schlupfregler
M_{bcy}	Nm	Internes Moment zwischen dem Reifengürtel und der Kontaktmasse
M_{cy}	Nm	Externes Moment aus dem Rollwiderstand
Min	N, m/s ²	Minimale Schwingungsamplitude in negati- ver Richtung
M_{Kar}	Nm	Kardanmoment
M_M	Nm	Motormoment
M_R	Nm	Fahrbahnreibungmoment
$M_{R,Soll}$	Nm	Sollmoment am Rad
M_{Ry}	Nm	Bremsmoment
N	-	Anzahl der Proben
N_0	N	Radlast
S	-	Stellgröße der Schalter-Methode
S_{Slide}	-	Sliding-Mode-Index
T_1	s	Zeitkonstante des Bremskraftfilters
T_a	s	Abtastzeit
$TEff$	N, m/s ²	Teileffektivwert
T_T	s	Periode der Trägerwelle der PWM-Methode
T_u	-	Periodendauer der stationären Schwingung des PID-Reglers
U_{AV}	V	Ansteuerspannung des Auslassventils
U_{EV}	V	Ansteuerspannung des Einlassventils
U_{LV}	V	Luftventilsteuerspannung
U_{Vent}	V	Ventilspannung
V_a	m/s	Gleitgeschwindigkeit des Laufflächenele- mentes
V_{csx}	m/s	Schlupfgeschwindigkeit der Kontaktmasse
V_d	m/s	Verformungsgeschwindigkeit des Laufflächenelementes
V_F	m/s	Fahrbahngeschwindigkeit
V_{Rsx}	m/s	Schlupfgeschwindigkeit zwischen Reifen und Fahrbahn

X	-	Bremsnickausgleich
X_1	-	Bremsenparameter 1
X_2	-	Bremsenparameter 2
$X_{Bandpass}$	N, m/s ²	Bandpass-gefilterte Messsignale
X_{FB}	N	X-Komponente der am Stützlager der Rad- aufhängung abgestützten Kraft
X_{QL}	N	X-Komponente der Kraft in den Querlenker
X_R	N	Längslagerkraft
\bar{X}_R	N	X-Komponente der Lagerkräfte
Y_{FB}	N	Y-Komponente der am Stützlager der Rad- aufhängung abgestützten Kraft
Y_{QL}	N	Y-Komponente der Kraft in den Querlenker
\bar{Y}_R	N	Y-Komponente der Lagerkräfte
Z_{FB}	N	Z-Komponente der am Stützlager der Rad- aufhängung abgestützten Kraft
Z_R	N	Vertikallagerkraft
\bar{Z}_R	N	Z-Komponente der Lagerkräfte
ε_{opt}	rad	Optimaler Bremsstützwinkel
ε_{tats}	rad	Tatsächlicher Bremstützwinkel
θ_a	rad	Drehfreiheitsgrad der Radnabe
θ_b	rad	Drehfreiheitsgrad des Reifengürtels
θ_R	rad	Drehfreiheitsgrad des Rades
$\dot{\theta}_{rb}$	Rad/s	Relative Drehgeschwindigkeit des Reifengür- tels in Bezug auf die Radnabe
κ	-	Steigung der idealisierten Kraftschlusskurve im stabilen Gebiet
λ	%	Bremsschlupf/Längsschlupf
$\bar{\lambda}$	%	Mittlerer Bremsschlupf
λ_0	%	Bremsschlupf des stationären Arbeitspunktes
λ_A	%	Bremsschlupf während der Anpassungsphase
λ_B	%	Bremsschlupf des Rades
λ_{Ist}	%	Ist-Schlupf
λ_κ	%	Kritischer Schlupf der idealisierten Kraft- schlusskurve
$\lambda_{Kom,Achs}$	%	Achsdynamikkompensierter Bremsschlupf

$\lambda_{Kom,Achs,Reif}$	%	Achs- und reifendynamikkompensierter Bremschlupf
λ_{Mit}	%	Mittelwert des Bremschlupfes
$\lambda_{Mod,1}$	%	Achsdynamikkompensierter Rad- bremschlupf
$\lambda_{Mod,2}$	%	Achs- und reifendynamikkompensierter Rad- bremschlupf
λ_{Opt}	%	Optimaler Schlupfwert
$\lambda_{Original}$	%	Originaler Bremschlupf
λ_{Soll}	%	Sollschlupf
λ_{Tat}	%	Tatsächlicher Bremschlupf
$\lambda_{x,b}$	%	Bremschlupf des Rades
λ_Z	%	Zielschlupf
μ	-	Kraftschlussbeiwert
$\bar{\mu}$	-	Mittlerer Kraftschlussbeiwert
μ_0	-	Kraftschlussbeiwert des stationären Arbeitspunktes
μ_A	-	Kraftschlussbeiwert während der Anpassungsphase
μ_B	-	Kraftschlussbeiwert der idealisierten Kraftschlusskurve
μ_{BM}	-	Maximalkraftschlussbeiwert der idealisierten Kraftschlusskurve
μ_{Max}	-	Maximum des Kraftschlussbeiwertes
μ_{Mit}	-	Mittelwert des Kraftschlussbeiwertes
$\mu_{Mit,\%}$	%	Prozentuale Änderung des mittleren Kraft- schlussbeiwertes
μ_{Soll}	-	Sollwert des Kraftschlussbeiwertes
ρ_{zr}	m	Verformung der Residualfeder
σ_c	m	Relaxationslänge
σ_p	bar	Standardabweichung des Bremsdrucks
$\sigma_{p,\%}$	%	Prozentuale Änderung der Brems- druckschwankung
$\sigma_{p,Ref}$	bar	Referenzgröße des Bremsdrucks
σ_λ	%	Standardabweichung des Bremschlupfes
$\sigma_{\lambda,\%}$	%	Prozentuale Änderung der Brems- schlupfchwankung
$\sigma_{\lambda,Ref}$	%	Referenzgröße des Bremschlupfes

σ_μ	-	Standardabweichung des Kraftschlussbeiwertes
$\sigma_{\mu,\%}$	%	Prozentuale Änderung der Kraftschlussbeiwertschwankung
$\sigma_{\mu,Ref}$	-	Referenzgröße des Kraftschlussbeiwertes
τ	-	Integrationsvariable
φ	rad	Phasenwinkel
ω	rad/s	Radwinkelgeschwindigkeit
ω_0	rad/s	Winkelgeschwindigkeit des freirollenden, ungebremsten Rades
ω_R	rad/s	Winkelgeschwindigkeit des langsamer laufenden, gebremsten Rades
$\omega_{R,0}$	rad/s	Ausgangswinkelgeschwindigkeit
ΔF_B	N	Bremskraftänderung
ΔF_F	N	Federkraftänderung
ΔF_z	N	Radlaständerung
ΔG_A	N	Achslastverschiebung
ΔG_R	N	Radlastverlagerung
ΔM_B	N	Zusatzbremsmoment
Δn	-	Frequenzauflösung
Δp_R	bar	Druckdifferenz im Radbremszylinder
Δs	m	Abrollstrecke
Δt_B	s	Bremsdauer
$\Delta \lambda$	-	Regelabweichung des Bremsschlupfreglers
$\Delta \lambda_B$	%	Bremsschlupfänderung
Ω	1/s	Anfangsdrehgeschwindigkeit der Radnabe und des Reifengürtels
Ω	rad/m	Winkelfrequenz
Ω_0	rad/m	Referenzwert der Winkelfrequenz
d	-	Störgrößenvektor
k^T	-	Zeilenvektor der Regelmatrix
m_0	-	Erwartungswert des Anfangswertes
n	-	Rang
s	-	Laplace-Variable
u	-	Eingangsgrößenvektor/Stellgröße

v	-	Messrauschen
w	-	Störung
x	-	Zustandsvektor
\hat{x}	-	Schätzung des Zustandsvektors
x_0	-	Anfangszustand des Zustandsvektors
\hat{x}_0	-	Schätzwert des Anfangswertes
x_{Ist}	-	Ist-Zustandsvektor
\hat{x}_{Ist}	-	Schätzung des Ist-Zustandsvektors
x_{Soll}	-	Führungsgröße/Zielvektor
y	-	Ausgangsgrößenvektor
A	-	Systemmatrix
B	-	Eingangsmatrix/Steuermatrix
C	-	Ausgangsmatrix/Beobachtungsmatrix
D	-	Durchgangsmatrix
E	-	Störmatrix
F	-	Störmatrix
G	-	Störmatrix
$G(s)$	-	Übertragungsfunktion der Eingangsgrößen
$G_{yd}(s)$	-	Übertragungsfunktion der Störgrößen
H	-	Störmatrix
I	-	Einheitsmatrix
J	-	Positiv semi-definite Gewichtungsmatrix
K	-	Regelmatrix/Rückführmatrix
K_k	-	Beobacherverstärkungsmatrix
\hat{K}_k	-	Schätzung der Beobacherverstärkungsmatrix
N	-	Störung- Messrauschen-Kovarianzmatrix/Gewichtungsmatrix
P	-	Kovarianzmatrix des Schätzfehlers
P_0	-	Kovarianzmatrix des Anfangsfehlers
K	-	Störgrößenübertragungsfunktion
P_k	-	Fehlerkovarianzmatrix
\hat{P}_k	-	Schätzung der Fehlerkovarianzmatrix
Q	-	Störung-Kovarianzmatrix/Gewichtungsmatrix
R	-	Messrauschen-Kovarianzmatrix/Gewichtungsmatrix
S	-	Symmetrische positiv semi-definite Gewichtungsmatrix
S_B	-	Beobachtbarkeitsmatrix
S_S	-	Steuerbarkeitsmatrix

$U(s)$	-	Eingang-Beschreibung im Frequenzbereich
$Y(s)$	-	Ausgang-Beschreibung im Frequenzbereich
Γ	-	Eingangsmatrix/Steuermatrix
Σ	-	Dynamisches System
Φ	-	Systemmatrix
δ_{kj}	-	Kroneckersymbol

C Literaturverzeichnis

- [Adco12] Adcox, J., Ayalew, B., Rhyne, T., Cron, S., Knauff, M.
Interaction of Anti-lock Braking Systems with Tire Torsional Dynamics. In: Tire Science and Technology, Band 40, Seiten 171-185, 2012.
- [Aly11] Aly, A., Zeidan, E., Hamed, A., Salem, A.
An Antilock-Braking Systems (ABS) Control: A Technical Review. In: Intelligent Control and Automation, Band 2, Nr. 3, Seiten 186-195, 2011.
- [Ammo97] Ammon, D., Gipser, M., Rauh, J., Wimmer, J.
High Performance System Dynamics Simulation of the Entire System Tire-Suspension-Steering-Vehicle. In: Vehicle System Dynamics, Band 27, Seiten 435-455, 1997.
- [Astr95] Åström, K. J., Hägglund, T.
PID Controllers: Theory, Design, and Tuning. 2. Auflage, Research Triangle Park, N.C. International Society for Measurement and Control, 1995.
- [Aust00] Austin, L., Morrey, D.
Recent advances in antilock braking systems and traction control systems. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers. In: Journal of Automobile Engineering, Band 214, Nr. 6, Seiten 625-638, 2000.
- [Bach96] Bachmann, T.
Literaturrecherche zum Reibwert zwischen Reifen und Straße. Fortschritt-Berichte VDI, Reihe 12, Nr. 286, VDI-Verlag, Düsseldorf, 1996.

- [Bach98] Bachmann, T.
Wechselwirkungen im Prozeß der Reibung zwischen Reifen und Fahrbahn. Fortschritt-Berichte VDI Reihe 12, Nr. 360, VDI-Verlag, Düsseldorf, 1998.
- [Bakk89] Bakker, E., Pacejka, H., and Lidner, L.
A New Tire Model with an Application in Vehicle Dynamics Studies. In: SAE Technical Paper, Nr. 890087, 1989.
- [Benz08] Benz, R.
Fahrzeugsimulation zur Zuverlässigkeitsabsicherung von karosseriefesten Kfz-Komponenten. Dissertation, Universität Karlsruhe (TH), Karlsruhe, 2008.
- [Berg98] Berg, M.
A nonlinear rubber spring model for vehicle dynamics analysis. Swets and Zeitlinger. In: Vehicle System Dynamics Band 29, Nr. 1, Seiten 723-728, 1998.
- [Besi95] Besinger, F., Cebon, D., Cole, D.
Damper Models for Heavy Vehicle Ride Dynamics. In: Vehicle System Dynamics, Band 24, Nr. 1, Seiten 35-64, 1995.
- [Bess04] Besselink, I.J.M., Pacejka, H.B., Schmeitz, A.J.C., Jansen, S.T.H.
The SWIFT tyre model: overview and applications. In J. P. Pauwelussen (Ed.), Proceedings of the 7th international symposium on advanced vehicle control 2004, AVEC '04, Seiten 525-530, Arnhem, The Netherlands, 23-27. August 2004.
- [Breu12] Breuer, B., Bill, K. H.
Bremsenhandbuch Grundlagen. Komponenten, Systeme, Fahrdynamik. 4. Auflage, Vieweg+Teubner Verlag, Wiesbaden, 2012.
- [Burc93] Burckhardt, M.
Fahrwerktechnik: Radschlupf - Regelsysteme. Vogel Buchverlag, Würzburg, 1993.

- [Canu03] Canudas-de-Wit, C., Tsiotras, T., Velenis, E., Basset, M., Gissinger, G.
Dynamic Friction Models for Road/Tire Longitudinal Interaction. In: Vehicle System Dynamics: International Journal of Vehicle Mechanics and Mobility, Band 39, Nr. 3, Seiten 189-226, 2003.
- [Caro06] Caron, F., Duflos, E., Pomorski, D., Vanheeghe, P.
GPS/IMU data fusion using multisensor Kalman filtering: introduction of contextual aspects. In: Information Fusion, Band 7, Nr. 2, Seiten 221-230, 2006.
- [Chen04] Chen, C., Shih, M.
PID-Type Fuzzy Control for Anti-Lock Brake Systems with Parameter Adaptation. In JSME International Journal Series C-mechanical Systems, Machine Elements and Manufacturing, Band 47, Nr.2, Seiten 675-685, 2004.
- [Cont05] Continental AG
Reifen Grundlagen – Pkw Reifen. Druckschrift, 2005/06.
- [cosi1] cosin scientific software AG
FTire Parameterization. Proposed Measurement and Data Processing Procedures for Use with FTire/fit. https://www.cosin.eu/wp-content/uploads/ftire_param.pdf, 31. März 2013.
- [Dent00] Denti, E., Fanteria, D.
Models of Wheel Contact Dynamics: An Analytical Study on the In-Plane Transient Responses of a Brush Model. In: Vehicle System Dynamics: International Journal of Vehicle Mechanics and Mobility, Band 34, Nr. 3, Seiten 199-225, 2000.
- [Dods73] Dods, C., Robsen, J.
The description of road surface roughness. In: Journal of Sound and Vibration, Band 31, Nr. 2, Seiten 175-183, 1973.

- [Dopo03] Doporto, M., Mundl, R., Wies, B.
Zusammenwirken von Profil und Laufflächenmischung zur Erzielung eines optimalen Reifenverhaltens. In: ATZ Automobiltechnische Zeitschrift, Band 105, Seiten 238-249, 2003.
- [Dori04] Dorif, H. R.
A Study of the In-Plane Force Transmission of Tires. In: Tire Science and Technology, TSTCA, Band 32, Nr. 4, Seiten 188-213, 2004.
- [Eich91] Eichhorn, U., Roth, J.
Kraftschluss zwischen Reifen und Fahrbahn – Einflussgrößen und Erkennung. VDI Berichte, Nr. 916, Seiten 169-183, 1991.
- [Eich94] Eichhorn, U.
Reibwert zwischen Reifen und Fahrbahn – Einflussgrößen und Erkennung. Fortschrittberichte VDI, Reihe 12, Nr. 222, VDI-Verlag, Düsseldorf, 1994.
- [Eige09] Eigel, T.
Integrierte Längs- und Querführung von Personenkraftwagen mittels Sliding-Mode-Regelung. Dissertation, Technische Universität Braunschweig, Braunschweig, 2009.
- [Fach00] Fach, M.
Lokale Effekte der Reibung zwischen Pkw-Reifen und Fahrbahn. VDI-Fortschrittsberichte, Reihe 12, Nr. 411, VDI-Verlag, Düsseldorf, 2000.
- [Fisc99] Fischlein, H.
Untersuchung des Fahrbahnoberflächeneinflusses auf das Kraftschlussverhalten von Pkw-Reifen. Dissertation Universität Karlsruhe, 1999, Fortschritt-Berichte VDI, Reihe 12, Nr. 414, VDI-Verlag, Düsseldorf, 2000.

- [Frey95] Frey, M., Gnadler, R., Günter, F.
Untersuchung der Verlustleistung an PKW-Reifen. VDI Berichte Nr. 1224, Reifen, Fahrwerk, Fahrbahn, VDI-Verlag, Düsseldorf, 1995.
- [FTir1] FTire Parameterization Report
205_50_R_17_89W_7_5J_report.pdf. Unveröffentlicher Forschungsbericht, Institut für Fahrzeugsystemtechnik (FAST), Karlsruher Institut für Technologie (KIT), 2013.
- [Fülb01] Fülbier, K.P.
Systemansatz zur Untersuchung und Beurteilung des Abrollkomforts von Kraftfahrzeugen bei der Überfahrt von Einzelhindernissen. Dissertation, RWTH Aachen, Aachen, 2001.
- [Gao09] Gao, S., Zhong, Y., Zhang, X., Shirinzadeh, B.
Multi-sensor optimal data fusion for INS/GPS/SAR integrated navigation system. In: Aerospace Science and Technology, Band 13, Nr. 4-5, Seiten 232-237, 2009.
- [Gaut05] Gauterin, F., Ropers, C.
Modal tyre models for road noise improvement. In: Vehicle System Dynamics, Band 43, Beiheft 1, Seiten 297-304, 2005.
- [Gaut09a] Gauterin, F., Unrau, H.-J.
Grundlagen der Fahrzeugtechnik I. Vorlesungsmanuskript, 2009.
- [Gaut09b] Gauterin, F., Unrau, H.-J.
Grundlagen der Fahrzeugtechnik II. Vorlesungsmanuskript, 2009.
- [Geor09] Mack, G.
Eine neue Methodik zur modellbasierten Bestimmung dynamischer Betriebslasten im mechatronischen Fahrwerkentwicklungsprozess. Dissertation, Institut für Angewandte Informatik – Automatisierungstechnik, Karlsruher Institut für Technologie (KIT), Karlsruhe, 2009.

- [Gieß10] Gießler, M., Gauterin, F., Wiese, K., Wies, B.
Thermal Imaging on the Force Transmission of Tyres on Winter Tracks under Laboratory Conditions. In 19th Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentechnik 2010, Aachen, Germany, 2010.
- [Gior07] Giorgetta F., Gobbi, M., Mastinu G.
On the Testing of Vibration Performances of Road Vehicle Suspensions. In: Experimental Mechanics, Band 47, Nr. 4, Seiten 485-495, 2007.
- [Gips06] Gipser, M.
Ftire, a Physically Based, Application-Oriented Tire Model for Use with Detailed MBS and FEM Suspension Models, www.ftire.com, 2006.
- [Gips07] Gipser, M.
FTire - the tire simulation model for all applications related to vehicle dynamics. In: Vehicle System Dynamics, Band 45, Nr. 1, Seiten 139-151, 2007.
- [Gnad95] Gnadler, R., Unrau, H.-J., Fischlein, H., Frey, M.
Ermittlung von u-Schlupf-Kurven an Pkw-Reifen. In: FAT-Schriftenreihe Nr. 119, Forschungsvereinigung Automobiltechnik e.V., Frankfurt am Main, 1995.
- [Gong93] Gong, S.
A Study of In-Plane Dynamics of Tires. Dissertation, Delft University of Technology, The Netherlands, 1993.
- [Grol09] Grollius, S., Pies, D., Zhou, Y.
Statistische Versuchsplanung. Internes Seminar und Präsentation, Institut für Fahrzeugsystemtechnik (FAST), Karlsruher Institut für Technologie (KIT), 2009.

- [Grol13] Grollius, S.
Analyse des gekoppelten Systems Reifen-Hohlraum-Rad-Radführung im Rollzustand und Entwicklung eines Rollgeräuschmodells. Dissertation, Institut für Fahrzeugsystemtechnik (FAST), Karlsruher Institut für Technologie (KIT), Karlsruhe, 2013.
- [Haze94] Hazelaar, M.
Fahrwerkschwingungen und Komfortbeurteilung bei kurzweiliger Anregung (Achsräumigkeit). VDI Fortschritt-Berichte, Reihe 12, Nr. 220, VDI-Verlag, Düsseldorf, 1994.
- [Hebi95] Hebisch, H.
Grundlagen der Sliding-Mode-Regelung. Forschungsbericht Nr. 15/95, Fachgebiet Mess-, Steuer- und Regelungstechnik, Universität Duisburg, 1995.
- [Heiß11] Heißing, B., Ersoy, M., Gies, S.
Fahrwerkhandbuch. Grundlagen, Fahrodynamik, Komponenten, Systeme, Mechatronik, Perspektiven. Vieweg und Teubner, Wiesbaden, 2011.
- [Hils10] Hilscher, C.
Komfortrelevante Charakterisierung des Übertragungsverhaltens von Reifen in Messung und Simulation. Dissertation, TU-Dresden, Fortschritt-Berichte VDI, Reihe 12, Nr. 714, VDI-Verlag, Düsseldorf, 2010.
- [Ikho06] Ikhouane, F., Mañosa, V., Rodellar, J.
Dynamic properties of the hysteretic Bouc-Wen model. In: Systems & Control Letters, Band 56, Nr. 3, Seiten 197-205, 2007.
- [IPS1] Reifen-Innentrommel-Prüfstand (IPS)
Institut für Fahrzeugsystemtechnik (FAST), Karlsruher Institut für Technologie (KIT), <http://www.fast.kit.edu/lff/1251.php>, 31. März 2013.

- [Iser06] Isermann, R.
Fahr-dynamik-Regelung: Modellbildung, Fahrerassistenzsysteme, Mechatronik. 1. Auflage, Vieweg+Teubner Verlag, Wiesbaden, 2006.
- [Isma09] Ismail, M., Ikhouane, F., Rodellar, J.
The Hysteresis Bouc-Wen Model, a Survey. In: Archives of Computational Methods in Engineering, Band 16, Nr. 2, Seiten 161-188, 2009.
- [ISO1] ISO8608
Mechanical Vibration - Road Surface Profiles - Reporting of Measured Data, International Standardization Organization, Geneva, Switzerland, 1995.
- [Jans10] Jansen, S. T. H., Zegelaar, P. W. A., Pacejka, H. B.
Influence of in-plane tyre dynamics on ABS braking of a quarter vehicle model. In: Vehicle System Dynamics, Band 32, Nr. 2-3, Seiten 249-261, August 1999.
- [Jesc05] Jeschor, M.
Ein neues Verfahren zur Bewertung von Runflat-Reifen – ein Beitrag auf dem Weg zum reservradlosen Pkw, Dissertation TU-Dresden, Dresden, 2005.
- [Kerc08] Kerchman, V.
Tire-Suspension-Chassis Dynamics in Rolling over Obstacles for Ride and Harshness Analysis. In: Tire Science and Technology, TSTCA, Band 36, Nr. 3, Seiten 158-191, September 2008.
- [Kemm13] Kemmetmüller, W., Kugi, A.
Regelungssysteme 1. Vorlesung WS 2013/2014, Institut für Automatisierungs- & Regelungstechnik, Technische Universität Wien, Wien, 2013.
- [King03] Kingston, A.
Verfahren zum Betreiben eines Antiblockiersystems. Offenlegungsschrift WO002003045754A1, 2003.

- [Klep08] Kleppmann, W.
Taschenbuch Versuchsplanung. Produkte und Prozesse optimieren. 4. Auflage, Carl Hanser Verlag, München, 2008.
- [Krau10] Krauss, O., Gauterin, F., Klempau, F., Leister, G.
Cavity Noise of Passenger Car Tires – Influencing Factors and Optimization Measures. Proceedingsbeitrag Chassis.tech plus, 1st International Munich Chassis Symposium, München, 8. und 9. Juni 2010.
- [Kumm67] Kummer, H. W., Meyer, W. E.
Verbesserter Kraftschluss zwischen Reifen und Fahrbahn – Ergebnisse einer neuen Reibungstheorie. In: ATZ, 69. Jahrgang, Nr. 8, August 1967.
- [Laue02] Lauer, P.
Verfahren und Regelungssystem zur Regelung des Radschlupfes. Offenlegungsschrift DE000010107455A1, 2002.
- [Leib84] Leiber, H.
ABS – Vergleich separate und integrierte Systeme. VDI-ATG-Tagung, Wolfsburg, Dezember 1984.
- [Lunz13a] Lunze, J.
Regelungstechnik 1. Systemtheoretische Grundlagen, Analyse und Entwurf einschleifiger Regelungen. 9. Auflage, Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2013.
- [Lunz13b] Lunze, J.
Regelungstechnik 2. Mehrgrößensysteme Digitale Regelung. 9. Auflage, Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2013.
- [Meye64] Meyer, E., Kummer, H. W.
Die Kraftübertragung zwischen Reifen und Fahrbahn. In: ATZ, 66. Jahrgang, Heft 9, September 1964.
- [Micr1] Microstar Laboratories
<http://www.mstarlabs.com/control/znrule.html#Ref4>, 31. März 2013.

- [Mits04] Mitschke, M., Wallentowitz, H.
Dynamik der Kraftfahrzeuge. 4. Auflage, Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2004.
- [Niem06] Niemz, T.
Reducing Braking Distance by Control of Semi-Active Suspension. Dissertation, Fachbereich Maschinenbau, Technische Universität Darmstadt, Darmstadt, 2006.
- [Oert99] Oertel, C., Fandre, A.
Ride Comfort Simulations and Steps Towards Life Time Calculations. International ADAMS Users' Conference, Berlin, Germany, 1999.
- [Oost97] Oosten, J.J.M., Unrau, H.-J., Riedel, A., Bakker, E.
TYDEX Workshop: Standardization of Data Exchange in Tyre Testing and Tyre Modeling. In: Vehicle System Dynamics Supplement, Band 27, Seiten 272-288, 1997.
- [Pace93] Pacejka, H.B. and Bakker, E.
The Magic Formula tyre model. Proceedings 1st Tyre Colloquium, Delft, Oktober 1991, In: Vehicle System Dynamics Supplement, Band 21, 1993.
- [Pauw03] Pauwelussen, J., Gootjes, L., Schröder, C., Köhne, K.U., Jansen, S.T.H., Schmeitz, A.
A Full vehicle ABS braking using the SWIFT rigid ring tyre model. Control Engineering Practice, Band 11, Nr. 2, Seiten 199-207, 2003.
- [Reic03] Reichel, J.
Untersuchungen zum Einfluss stufenlos verstellbarer Schwingungsdämpfer auf das instationäre Bremsen von Personewagen. Dissertation Technische Universität Darmstadt, VDI-Verlag, Düsseldorf, 2003

- [Reif10] Reif, K.
Bremsen und Bremsregelsysteme. 1. Auflage, Vieweg+Teubner Verlag, Wiesbaden, 2010.
- [Reul09] Reul, M., Betz, A., Winner, H.
Optimierung des Anbremsvorgangs durch Koordination semiaktiver Dämpfer mit ABS. 12. Internationale VDI-Tagung Reifen-Fahrwerk-Fahrbahn, Hannover, 20. und 21. Oktober 2009, VDI-Berichte, Nr. 2086, Seiten 149-164, VDI-Verlag, Düsseldorf, 2009.
- [Reul11] Reul, M.
Bremswegverkürzungspotential bei Informationsaustausch und Koordination zwischen semiaktiver Dämpfung und ABS. Dissertation Technische Universität Darmstadt, Fortschritt-Berichte VDI, Reihe 12, Nr. 738, VDI-Verlag, Düsseldorf, 2011.
- [Rope05] Ropers, C.
Untersuchung der Reifenschwingung bei Überfahrt von Einzelhindernissen. VDI-Berichte, Nr. 1912, Seiten 387-403, VDI-Verlag, Düsseldorf, 2005.
- [Roth93] Roth, J.
Untersuchungen zur Kraftübertragung zwischen Pkw-Reifen und Fahrbahn unter besonderer Berücksichtigung der Kraftschlußerkennung am rotierenden Rad. Dissertation TH Darmstadt, Fortschritt-Berichte VDI, Reihe 12, Nr. 195, VDI-Verlag, Düsseldorf, 1993.
- [Schm04] Schmeitz, A. J. C.
A Semi-Empirical Three-Dimensional Model of the Pneumatic Tyre Rolling over Arbitrarily Uneven Road Surface. Dissertation, Delft University of Technology, Delft, 2004.

- [Schm12] Schmidt, S.
Experimentelle Untersuchung der Übertragungseigenschaften einer McPherson-Radaufhängung. Unveröffentlichte Studienarbeit am Lehrstuhl für Fahrzeugtechnik, Institut für Fahrzeugsystemtechnik (FAST), Karlsruher Institut für Technologie (KIT), Karlsruhe, Oktober 2012.
- [Schw97a] Schwarz, R., Nelles, O., Scheerer, P., Isermann, R.
Increasing signal accuracy of automotive wheel-speed sensors by online learning. Proceedings of the 1997 American Control Conference (Cat. No.97CH36041), Albuquerque, NM, USA, Band 2, Seiten 1131-1135, Albuquerque, NM, USA, 1997
- [Schw97b] Schwarz, R., Willimowski, M., Willimowski, P.
Modellbasierte Rekonstruktion der Einflußgrößen von Radaufhängungs- und Reifendynamik auf den Schlupf. VDI Berichte, Nr. 1350, Seiten 155-184, VDI-Verlag, Düsseldorf, 1997.
- [Stell12] Stellet, J.
Entwicklung einer Methode zur Antriebsschlupfregelung für Elektrofahrzeuge. Masterarbeit am Institut für Industrielle Informationstechnik, Karlsruher Institut für Technologie (KIT), Karlsruhe, November 2012.
- [Tiem94] Tiemann, R.
Untersuchungen zum Bremsverhalten von Pkw mit ABS auf unebener Fahrbahn unter besonderer Berücksichtigung des Einflusses des Schwingungsdämpfers. Fortschritt-Berichte VDI, Reihe 12, Nr. 204, VDI-Verlag, Düsseldorf, 1994.
- [Tipp12] Tippl, S.
Development of an Adapter Device for Tire Measurements with ABS Brake Systemson the Inner Drum Test Bench. Unveröffentlichte Bachelorarbeit am Lehrstuhl für Fahrzeugtechnik, Institut für Fahrzeugsystemtechnik (FAST), Karlsruher Institut für Technologie (KIT), Karlsruhe, Oktober 2012.

- [Trou02] Troulis, M.
Übertragungsverhalten von Radaufhängungen für Personenwagen im komfortrelevanten Frequenzbereich. Dissertation Universität Karlsruhe, Shaker Verlag, Düren, 2002.
- [Trou04] Troulis, M., Gnadler, R., Unrau, H.-J.
Übertragungsverhalten von Radaufhängungen für Personenwagen im komfortrelevanten Frequenzbereich. In: ATZ Automobiltech Z 106, Seiten 336-348, 2004.
- [Unbe08] Unbehauen, H.
Regelungstechnik I. 15. Auflage. Vieweg+Teubner, Wiesbaden, 2008.
- [Unra97] Unrau, H.-J., ZAMOW, J.
TYDEX-Format. Description and Reference Manual Release 1.3. Initiated by the TYDEX Workshop, 1997.
- [Utki92] Utkin, V. I.
Sliding Modes in Control and Optimization. Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 1992.
- [VanZ89] Van Zanten, A., Ruf, W. D., Lutz, A.
Measurement and Simulation of Transient Tire Forces. SAE Paper, Nr. 890640, 1989
- [VanZ90] Van Zanten, A., Erhardt, R., and Lutz, A.
Measurement and Simulation of Transients in Longitudinal and Lateral Tire Forces, SAE Technical Paper Nr. 900210, 1990.
- [Wall05] Wallentowitz, H.
Vertikal-, Querdynamik von Kraftfahrzeugen. Federungssysteme, Fahrverhalten, Lenkung, Radaufhängung. Vorlesungsdruck Fahrzeugtechnik II. 7. Auflage. Forschungsgesellschaft Kraftfahrwesen Aachen GmbH, Aachen, Januar 2005.

- [Webe07] Weber, I.
Verbesserungspotenzial von Stabilisierungssystemen im Pkw durch eine Reibwertsensorik. Dissertation, Fachbereich Maschinenbau, Technische Universität Darmstadt, Darmstadt, 2007.
- [Will98] Will, A.B., Hui, S., Zak, S.H.
Sliding mode wheel slip controller for an antilock braking system. In: International Journal of Vehicle Design (IJVD), Band 19, Nr. 4, Seiten 523-539, 1998.
- [Wu03] Wu, M.C., Shih, M.C.
Simulated and experimental study of hydraulic anti-lock braking system using sliding-mode PWM control. Mechatronics, Band 13, Nr. 4, Seiten 331-351, 2003.
- [Xie02] Xie, C.
Experimentelle Untersuchungen zur Interaktion zwischen Pkw-Reifen und Fahrbahn beim Bremsen. Dissertation TU Darmstadt, Fortschritt-Berichte VDI, Reihe 12, Nr. 486, VDI-Verlag, Düsseldorf, 2002.
- [Yu01] Yu, H. J., Aboutorabi, H.
Dynamics of the Tire-Suspension Assembly. In: Tire Science and Technology, TSTCA, Band 29, Nr. 1, Seiten 66-78, 2001.
- [Zege98] Zegelaar, P. W. A.
The dynamic response of tyre to brake torque variations and road unevennesses. Dissertation, Delft University of Technology, The Netherlands, 1998.
- [Zhan12] Zhang, Y.
Untersuchung zur optimierten Ansteuerung der hydraulischen Bremsanlage zur Reduktion von Radkraftschwankungen. Unveröffentlichte Diplomarbeit am Lehrstuhl für Fahrzeugtechnik, Institut für Fahrzeugsystemtechnik (FAST), Karlsruher Institut für Technologie (KIT), Karlsruhe, September 2012.

- [Zhon06] Zhong, J.
PID Controller Tuning: A Short Tutorial. Mechanical Engineering, Purdue University, 2006.
- [Zhou08] Zhou, Y.
Untersuchung der Bremsdynamik. Forschungsseminar Institut für Fahrzeugsystemtechnik (FAST), Karlsruher Institut für Technologie (KIT), Karlsruhe, 26. August und 23. September 2008.
- [Zhou12a] Zhou, Y., Gauterin, F., Unrau, H.-J., Frey, M.
Experimental Study of Tire-Wheel-Suspension Dynamics in Rolling over Cleat and Abrupt Braking Conditions. Conference. Vortrag 31st Annual Meeting and Conference on Tire Science and Technology. Cleveland, Ohio, USA, 18. und 19. September 2012, Band 43, Nr.1, Seiten 42-71, 2015.
- [Zhou12b] Zhou, Y.
Forschungsprojekt: Transient Tyre Road Force Transmission. 1. Projektmeeting, Clermont Ferrand, Frankreich, 08. Oktober 2012.
- [Zhou13a] Zhou, Y.
Forschungsprojekt: Transient Tyre Road Force Transmission. 2. Projektmeeting, Karlsruhe, 23. und 24. Mai 2013
- [Zhou13b] Zhou, Y.
Forschungsprojekt: Transient Tyre Road Force Transmission. 3. Projektmeeting, Clermont-Ferrand, Frankreich, 02. August 2013.

- [Zhou13c] Zhou, Y., Gauterin, F., Unrau, H.-J., Frey, M.
Optimierte Ansteuerung einer hydraulischen Bremsanlage unter Berücksichtigung von fahrbahn- und bremseregten Schwingungen und Kraftschwankungen in einer realen Radaufhängung. Vortrag Reifen - Fahrwerk - Fahrbahn, 14. Internationale Tagung der VDI Gesellschaft Fahrzeug- und Verkehrstechnik, Hannover, 22. und 23. Oktober 2013, VDI-Berichte, Nr. 2211, Seiten 91-120, VDI-Verlag, Düsseldorf, 2013.
- [Zhou13d] Zhou, Y.
Forschungsprojekt: Transient Tyre Road Force Transmission. Unveröffentlichter Abschlussbericht. Karlsruhe, 05. Dezember 2013.
- [Zhou13e] Zhou, Y., Gauterin, F., Unrau, H.-J., Frey, M.
DE-Patentanmeldung 10 2016 015 268.0, Verfahren zur Ansteuerung einer Fahrzeugbremsanlage zur Optimierung des Bremsvorgangs, 2016.

Karlsruher Schriftenreihe Fahrzeugsystemtechnik
FAST Institut für Fahrzeugsystemtechnik
(ISSN 1869-6058)

- Band 1** Urs Wiesel
Hybrides Lenksystem zur Kraftstoffeinsparung im schweren Nutzfahrzeug
ISBN 978-3-86644-456-0
- Band 2** Andreas Huber
Ermittlung von prozessabhängigen Lastkollektiven eines hydrostatischen Fährantriebsstrangs am Beispiel eines Teleskopladers
ISBN 978-3-86644-564-2
- Band 3** Maurice Bliesener
Optimierung der Betriebsführung mobiler Arbeitsmaschinen. Ansatz für ein Gesamtmaschinenmanagement
ISBN 978-3-86644-536-9
- Band 4** Manuel Boog
Steigerung der Verfügbarkeit mobiler Arbeitsmaschinen durch Betriebslasterfassung und Fehleridentifikation an hydrostatischen Verdrängereinheiten
ISBN 978-3-86644-600-7
- Band 5** Christian Kraft
Gezielte Variation und Analyse des Fahrverhaltens von Kraftfahrzeugen mittels elektrischer Linearaktuatoren im Fahrwerksbereich
ISBN 978-3-86644-607-6
- Band 6** Lars Völker
Untersuchung des Kommunikationsintervalls bei der gekoppelten Simulation
ISBN 978-3-86644-611-3
- Band 7** 3. Fachtagung
Hybridantriebe für mobile Arbeitsmaschinen. 17. Februar 2011, Karlsruhe
ISBN 978-3-86644-599-4
- Band 8** Vladimir Iliev
Systemansatz zur anregungsunabhängigen Charakterisierung des Schwingungskomforts eines Fahrzeugs
ISBN 978-3-86644-681-6

- Band 9** Lars Lewandowitz
Markenspezifische Auswahl, Parametrierung und Gestaltung der Produktgruppe Fahrerassistenzsysteme. Ein methodisches Rahmenwerk
ISBN 978-3-86644-701-1
- Band 10** Phillip Thiebes
Hybridantriebe für mobile Arbeitsmaschinen. Grundlegende Erkenntnisse und Zusammenhänge, Vorstellung einer Methodik zur Unterstützung des Entwicklungsprozesses und deren Validierung am Beispiel einer Forstmaschine
ISBN 978-3-86644-808-7
- Band 11** Martin Gießler
Mechanismen der Kraftübertragung des Reifens auf Schnee und Eis
ISBN 978-3-86644-806-3
- Band 12** Daniel Pies
Reifenungleichförmigkeitserregter Schwingungskomfort – Quantifizierung und Bewertung komfortrelevanter Fahrzeugschwingungen
ISBN 978-3-86644-825-4
- Band 13** Daniel Weber
Untersuchung des Potenzials einer Brems-Ausweich-Assistenz
ISBN 978-3-86644-864-3
- Band 14** **7. Kolloquium Mobilhydraulik. 27./28. September 2012 in Karlsruhe**
ISBN 978-3-86644-881-0
- Band 15** 4. Fachtagung
Hybridantriebe für mobile Arbeitsmaschinen 20. Februar 2013, Karlsruhe
ISBN 978-3-86644-970-1
- Band 16** Hans-Joachim Unrau
Der Einfluss der Fahrbahnoberflächenkrümmung auf den Rollwiderstand, die Cornering Stiffness und die Aligning Stiffness von Pkw-Reifen
ISBN 978-3-86644-983-1
- Band 17** nicht erschienen

- Band 18** Stefanie Grollius
**Analyse des gekoppelten Systems Reifen-Hohlraum-Rad-
Radführung im Rollzustand und Entwicklung eines
Rollgeräuschmodells**
ISBN 978-3-7315-0029-2
- Band 19** Tobias Radke
**Energieoptimale Längsführung von Kraftfahrzeugen
durch Einsatz vorausschauender Fahrstrategien**
ISBN 978-3-7315-0069-8
- Band 20** David Gutjahr
**Objektive Bewertung querdynamischer
Reifeneigenschaften im Gesamtfahrzeugversuch**
ISBN 978-3-7315-0153-4
- Band 21** Neli Ovcharova
**Methodik zur Nutzenanalyse und Optimierung
sicherheitsrelevanter Fahrerassistenzsysteme**
ISBN 978-3-7315-0176-3
- Band 22** Marcus Geimer, Christian Pohlandt
Grundlagen mobiler Arbeitsmaschinen
ISBN 978-3-7315-0188-6
- Band 23** Timo Kautzmann
Die mobile Arbeitsmaschine als komplexes System
ISBN 978-3-7315-0187-9
- Band 24** Roman Weidemann
**Analyse der mechanischen Randbedingungen zur Adaption der
oszillierenden Hinterschneidtechnik an einen Mobilbagger**
ISBN 978-3-7315-0193-0
- Band 25** Yunfan Wei
**Spurführungsregelung eines aktiv gelenkten
Radpaars für Straßenbahnen**
ISBN 978-3-7315-0232-6
- Band 26** David Schmitz
**Entwurf eines fehlertoleranten Lenkventils für
Steer-by-Wire Anwendungen bei Traktoren**
ISBN 978-3-7315-0264-7
- Band 27** Christian Schwab
**Beitrag zu einer universellen Baggerschnittstelle zur
Übertragung elektrischer und hydraulischer Leistung sowie
elektronischer Signale für komplexe Anbaugeräte**
ISBN 978-3-7315-0281-4

- Band 28** Peter Dengler
Untersuchung zum effizienten Betrieb von Hydraulikzylindern in Konstantdrucksystemen unter Verwendung einer Zwischendruckleitung
ISBN 978-3-7315-0295-1
- Band 29** Manuel Bös
Untersuchung und Optimierung der Fahrkomfort- und Fahrdynamikeigenschaften von Radladern unter Berücksichtigung der prozessspezifischen Randbedingungen
ISBN 978-3-7315-0310-1
- Band 30** 5. Fachtagung
Hybride und energieeffiziente Antriebe für mobile Arbeitsmaschinen. 25. Februar 2015, Karlsruhe
ISBN 978-3-7315-0323-1
- Band 31** Michael Eckert
Energieoptimale Fahrdynamikregelung mehrmotoriger Elektrofahrzeuge
ISBN 978-3-7315-0332-3
- Band 32** Martin Scherer
Beitrag zur Effizienzsteigerung mobiler Arbeitsmaschinen. Entwicklung einer elektrohydraulischen Bedarfsstromsteuerung mit aufgeprägtem Volumenstrom
ISBN 978-3-7315-0339-2
- Band 33** Rinaldo Arnold
Automatische Abstimmung der Sekundärseite eines dreiphasigen Systems zur berührungslosen induktiven Energieübertragung
ISBN 978-3-7315-0355-2
- Band 34** Johannes Gültlinger
Kraftübertragung und Fahrbahnverschleiß durch Spikereifen
ISBN 978-3-7315-0358-3
- Band 35** Thorsten Dreher
Energieeffizienz von Konstantdrucksystemen mit sekundärgeregelten Antrieben beim Einsatz in mobilen Arbeitsmaschinen
ISBN 978-3-7315-0377-4
- Band 36** Steffen Kölling
Konzeptionelle Untersuchung zur Neigekompensation von Stromabnehmern
ISBN 978-3-7315-0387-3

- Band 37** Michael Fritz
Entwicklungswerkzeuge für die Fahrzeugklimatisierung von Nutzfahrzeugen
ISBN 978-3-7315-0384-2
- Band 38** Ralf Oberfell
Stochastische Simulation von Energieflüssen im Nutzfahrzeug. Ein einsatzorientiertes Bewertungs- und Optimierungsverfahren
ISBN 978-3-7315-0403-0
- Band 39** Christoph Sturm
Bewertung der Energieeffizienz von Antriebssystemen mobiler Arbeitsmaschinen am Beispiel Bagger
ISBN 978-3-7315-0404-7
- Band 40** Florian Netter
Komplexitätsadaption integrierter Gesamtfahrzeugsimulationen
ISBN 978-3-7315-0414-6
- Band 41** Markus Springmann
Auslegung eines asynchronen Langstatorlinearmotors mit großem Luftspalt als Straßenbahnantrieb
ISBN 978-3-7315-0418-4
- Band 42** Alexander Basler
Eine modulare Funktionsarchitektur zur Umsetzung einer gesamtheitlichen Betriebsstrategie für Elektrofahrzeuge
ISBN 978-3-7315-0421-4
- Band 43** Hans-Georg Wahl
Optimale Regelung eines prädiktiven Energiemanagements von Hybridfahrzeugen
ISBN 978-3-7315-0422-1
- Band 44** Jennifer Heck
Zur Simulation des Rad-Schiene-Verschleißes bei Straßenbahnen
ISBN 978-3-7315-0443-6
- Band 45** Moritz Vaillant
Design Space Exploration zur multikriteriellen Optimierung elektrischer Sportwagenantriebsstränge: Variation von Topologie und Komponenteneigenschaften zur Steigerung von Fahrleistungen und Tank-to-Wheel Wirkungsgrad
ISBN 978-3-7315-0452-8

- Band 46** Philip Nagel
Entwicklung einer Betriebsstrategie zur Energierückgewinnung in hybriden Mehrverbrauchersystemen
ISBN 978-3-7315-0479-5
- Band 47** Matthias Pfriem
Analyse der Realnutzung von Elektrofahrzeugen in kommerziellen Flotten zur Definition einer bedarfsgerechten Fahrzeugauslegung
ISBN 978-3-7315-0489-4
- Band 48** Mohanad El-Haji
Ontologie-basierte Definition von Anforderungen an Validierungswerkzeuge in der Fahrzeugtechnik
ISBN 978-3-7315-0496-2
- Band 49** **9. Kolloquium Mobilhydraulik**
22./23. September 2016 in Karlsruhe
ISBN 978-3-7315-0573-0
- Band 50** 6. Fachtagung
Hybride und energieeffiziente Antriebe für mobile Arbeitsmaschinen. 15. Februar 2017, Karlsruhe
ISBN 978-3-7315-0601-0
- Band 51** Fabian Schirmaier
Experimentelle Untersuchung und Simulation des Umformverhaltens nähgewirkter unidirektionaler Kohlenstofffasergelege
ISBN 978-3-7315-0620-1
- Band 52** Mathias Cabrera Cano
Neuronale Netze mit externen Laguerre-Filtern zur automatischen numerischen Vereinfachung von Getriebemodellen
ISBN 978-3-7315-0621-8
- Band 53** Arwed Schmidt
Flottenbetrieb von elektrischen und autonomen Serviceagenten im städtischen Personennahverkehr
ISBN 978-3-7315-0633-1
- Band 54** Katharina Knaisch
Untersuchung von Spulensystemen zur induktiven Energieübertragung von Elektrofahrzeugen. Vergleich von Topologien und Entwicklung einer Auslegungsmethodik
ISBN 978-3-7315-0630-0

- Band 55** Frank Christof Stalter
**Ansätze zur akustischen Optimierung von Reifen und
Fahrbahnen für Elektrofahrzeuge unter Antriebsmoment**
ISBN 978-3-7315-0645-4
- Band 56** Steffen Rose
**Modellbildung und Simulation von mobilen Arbeitsmaschinen.
Untersuchungen zu systematischen Modellvereinfachungen in
der Simulation von Antriebssystemen am Beispiel Bagger**
ISBN 978-3-7315-0684-3
- Band 57** Ulrich Peckelsen
**Objective Tyre Development. Definition and Analysis of Tyre
Characteristics and Quantification of their Conflicts**
ISBN 978-3-7315-0713-0
- Band 58** Stefan Haag
**Sequentieller Versuch zur HiL-unterstützten
Validierung hybrider Antriebssysteme mit
gekoppelten Antriebseinheiten**
ISBN 978-3-7315-0752-9
- Band 59** Dirk Hülsebusch
**Fahrerassistenzsysteme zur energieeffizienten Längsregelung -
Analyse und Optimierung der Fahrsicherheit**
ISBN 978-3-7315-0755-0
- Band 60** Christian Pohlandt
**Intelligentes Gesamtmaschinenmanagement
für elektrische Antriebssysteme**
ISBN 978-3-7315-0774-1
- Band 61** Oliver Maier
**Modellbasierte Entwicklung eines aktiven Sicherheitssystems
für elektrifizierte Fahrräder**
ISBN 978-3-7315-0778-9
- Band 62** Stephan Rhode
**Robust and Regularized Algorithms for Vehicle Tractive
Force Prediction and Mass Estimation**
ISBN 978-3-7315-0807-6
- Band 63** Péter Megyesi
**Methode zur Einbindung realer Nutzerprofile in die ökologische
und ökonomische Bewertung von Fahrzeugkonzepten**
ISBN 978-3-7315-0808-3

- Band 64** Benedikt Reick
**Methode zur Analyse und Bewertung von stufenlosen
Traktorgetrieben mit mehreren Schnittstellen**
ISBN 978-3-7315-0815-1
- Band 65** Matthias Graf
**Entwicklung und Validierung einer neuen Methode zur
Charakterisierung des Scherverhaltens von Carbonfaser-
gewebe mit Binderauftrag unter Normalkraft und viskoser
Reibung bei hohen Prozesstemperaturen**
ISBN 978-3-7315-0838-0
- Band 66** Christoph Kühn
**Simulation von Fahrspielen und Energieflüssen
in Nahverkehrssystemen**
ISBN 978-3-7315-0740-6
- Band 67** 7. Fachtagung
**Hybride und energieeffiziente Antriebe für mobile
Arbeitsmaschinen. 20. Februar 2019, Karlsruhe**
ISBN 978-3-7315-0873-1
- Band 68** Oliver Krauss
**Experimentelle Untersuchungen zum Innengeräusch
von Fahrzeugluftreifen**
ISBN 978-3-7315-0867-0
- Band 69** Tristan Reich
**Beurteilung der Prüfprozesseignung bei Fahrzeugversuchen
mit mobilen Arbeitsmaschinen**
ISBN 978-3-7315-0848-9
- Band 70** Matthias Bürckert
**Realitätsnahe Bewertung des Einflusses der Oberflächen-
spannung flüssiger Zwischenmedien auf den maximalen
Reibschluss zwischen Reifen und Fahrbahn**
ISBN 978-3-7315-0891-5
- Band 71** Matthias Greiner
**Verfahren zur Prädiktion des Rollwiderstands bei
variablen Betriebsparametern auf Basis standardisierter
Rollwiderstandsmessungen**
ISBN 978-3-7315-0898-4
- Band 72** David Hummelberger
**Hybride Werkstoffsysteme: Systematische Betrachtung und
Bewertung der physikalischen Wirkmechanismen**
ISBN 978-3-7315-0901-1

- Band 73** Michael Kerber
**Analyse dynamischer Reifeneigenschaften und deren
Auswirkung auf den Schwingungskomfort**
ISBN 978-3-7315-0944-8
- Band 74** Kilian Berthold
**Techno-ökonomische Auslegungsmethodik
für die Elektrifizierung urbaner Busnetze**
ISBN 978-3-7315-0953-0
- Band 75** Bernd Wassertheurer
**Reifenmodellierung für die Fahrdynamiksimulation
auf Schnee, Eis und nasser Fahrbahn**
ISBN 978-3-7315-0957-8
- Band 76** Kai-Lukas Bauer
**Echtzeit-Strategieplanung für vorausschauendes
automatisiertes Fahren**
ISBN 978-3-7315-0949-3
- Band 77** Thomas Schirle
**Systementwurf eines elektromechanischen Fahrwerks
für Megacitymobilität**
ISBN 978-3-7315-0995-0
- Band 78** Dominik Dörr
**Simulation of the thermoforming process
of UD fiber-reinforced thermoplastic tape laminates**
ISBN 978-3-7315-0998-1
- Band 79** Dominik Robert Naake
**Simulation of damage mechanisms in weave reinforced
materials based on multiscale modeling**
ISBN 978-3-7315-1005-5
- Band 80** Martin Hohberg
**Experimental investigation and process simulation of the
compression molding process of Sheet Molding Compound
(SMC) with local reinforcements**
ISBN 978-3-7315-1007-9
- Band 81** Benedikt Fengler
**Manufacturing-constrained multi-objective optimization of
local patch reinforcements for discontinuous fiber reinforced
composite parts**
ISBN 978-3-7315-1006-2

- Band 82** Johannes Masino
Road Condition Estimation with Data Mining Methods using Vehicle Based Sensors
ISBN 978-3-7315-1004-8
- Band 83** **11. Kolloquium Mobilhydraulik**
10. September 2020, Karlsruhe
ISBN 978-3-7315-1036-9
- Band 84** Felix Weber
Beitrag zur Entwicklung von Konstantflusspumpen für Frischbeton unter genauerer Betrachtung der Dickstoffventile
ISBN 978-3-7315-1037-6
- Band 85** 8. Fachtagung
Hybride und energieeffiziente Antriebe für mobile Arbeitsmaschinen. 23. Februar 2021, Karlsruhe
ISBN 978-3-7315-1071-0
- Band 86** Sebastian Fünfgeld
Vorausschauende Regelung von Fahrzeugsystemen durch stochastische Vorhersage der Fahrzeugdynamik
ISBN 978-3-7315-1060-4
- Band 87** Isabelle Charlotte Ays
Development of a CO₂e quantification method and of solutions for reducing the greenhouse gas emissions of construction machines = Entwicklung einer CO₂e Quantifizierungsmethode und von Lösungen zur Reduzierung von Treibhausgasemissionen in Baumaschinen
ISBN 978-3-7315-1033-8
- Band 88** Alexander Bernath
Numerical prediction of curing and process-induced distortion of composite structures
ISBN 978-3-7315-1063-5
- Band 89** Nils Bulthaupt
Objektivierung des Schwingungskomforts schwerer Nutzfahrzeuge
ISBN 978-3-7315-1075-8
- Band 90** Lars Brinkschulte
Assistenzsysteme zur Reduktion des Schädigungsverhaltens von Komponenten einer mobilen Arbeitsmaschine
ISBN 978-3-7315-1089-5

- Band 91** Dominik Dörr
**Adaptive Fahrhinweise für ein längsdynamisches
Fahrerassistenzsystem zur Steigerung der Energieeffizienz**
ISBN 978-3-7315-1090-1
- Band 92** Jürgen Römer
**Steuerung und Regelung des Lenkradmoments
durch Nutzung radselektiver Frontantriebe**
ISBN 978-3-7315-1104-5
- Band 93** Christian Riese
**Werkzeuge und Konzepte für die Untersuchung
und Entwicklung zukünftiger Kfz-Bremssysteme**
ISBN 978-3-7315-1125-0
- Band 94** Yaoqun Zhou
Dynamisches Bremsverhalten des Reifen-Fahrwerk-Systems
ISBN 978-3-7315-1156-4

Karlsruher Schriftenreihe
Fahrzeugsystemtechnik



ISSN 1869-6058
ISBN 978-3-7315-1156-4

