

Sebastiaan van Putten

Eine hybride Methode zur objektiven Beschreibung von Reifencharakteristika

Schriftenreihe des Lehrstuhls
Kraftfahrzeugtechnik
Herausgeber Prof. Dr.-Ing. Günther Prokop Band 3



Schriftenreihe des Lehrstuhls
Kraftfahrzeugtechnik

Herausgeber Prof. Dr.-Ing. Günther Prokop

Band 3

ISSN 2509-694X





EINE HYBRIDE METHODE ZUR OBJEKTIVEN BESCHREIBUNG VON REIFENCHARAKTERISTIKA

Berend Jan Sebastiaan van Putten

Geboren am: 15.02.1986 in Nijmegen, Niederlande

DISSERTATION

zur Erlangung des akademischen Grades

DOKTOR-INGENIEUR (DR.-ING.)

Gutachter

Prof. Dr.-Ing. Günther Prokop

Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Wolfgang Hirschberg

Eingereicht am: **18.07.2016**

Verteidigt am: **17.03.2017**



Bibliografische Information der Deutschen Nationalbibliothek

Die Deutsche Nationalbibliothek verzeichnet diese Publikation in der Deutschen Nationalbibliografie; detaillierte bibliografische Daten sind im Internet über <http://dnb.d-nb.de> abrufbar.

1. Aufl. - Göttingen: Cuvillier, 2017

Zugl.: (TU) Dresden, Univ., Diss., 2017

© CUVILLIER VERLAG, Göttingen 2017

Nonnenstieg 8, 37075 Göttingen

Telefon: 0551-54724-0

Telefax: 0551-54724-21

www.cuvillier.de

Alle Rechte vorbehalten. Ohne ausdrückliche Genehmigung des Verlages ist es nicht gestattet, das Buch oder Teile daraus auf fotomechanischem Weg (Fotokopie, Mikrokopie) zu vervielfältigen.

1. Auflage, 2017

Gedruckt auf umweltfreundlichem, säurefreiem Papier aus nachhaltiger Forstwirtschaft.

ISBN 978-3-7369-9523-9

eISBN 978-3-7369-8523-0



VORWORT



Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter am Lehrstuhl Kraftfahrzeugtechnik der Technischen Universität Dresden und als Doktorand in der Abteilung Eigenschaften Fahrwerkkonzepte, im Rahmen der Wissenschaftskooperation INI.TUD mit der AUDI AG.

Bedanken möchte ich mich zunächst bei Herrn Prof. Dr.-Ing. Günther Prokop für das Vertrauen und die wissenschaftliche und persönliche Betreuung während der Promotionszeit. Besonders beeindruckt hat mich Ihre Fähigkeit, bei der Vielzahl und Komplexität der Themen immer den roten Faden im Blick zu behalten und sie mit kritischen Fragen zu lenken. Unsere Diskussionen haben mir immer wieder neue Blickwinkel eröffnet. Außerdem bedanke ich mich recht herzlich bei Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Wolfgang Hirschberg für das Interesse an die Arbeit und die Übernahme des Koreferates.

Des Weiteren gilt mein besonderer Dank Herrn Dr.-Ing. Stefan Einsle. Einerseits für die Diskussionen, die zu dem Forschungsprojekt geführt haben und andererseits insbesondere für die vielen Möglichkeiten und die Freiheit, die Du mir in der Umsetzung des Projektes gewährt hast. Diese beiden Elemente haben maßgeblich zum Gelingen der Arbeit beigetragen. Weiterhin bedanke ich mich recht herzlich bei Herrn Dr.-Ing. Andreas Wagner und Herrn Dr.-Ing. Armin Schöpfel für die Ermöglichung des Forschungsprojektes, die nachhaltige Anerkennung der Relevanz von Reifeneigenschaften in der Fahrwerkentwicklung und die vielen kritischen Anregungen während der Laufzeit des Forschungsprojektes. Vielen Dank weiterhin an Herrn Dipl.-Ing. Robert Clauß für die schier unendlich vielen Diskussionen und Anregungen zum Thema, insbesondere auch während der Zugfahrt von und nach Ingolstadt. Des Weiteren ein herzliches Dankeschön an die Kollegen der Abteilung I/EF-13.

Die Untersuchung der Vermessung von Reifeneigenschaften auf einer realen Fahrbahnoberfläche erforderte Messkampagnen auf verschiedenen Prüfstrecken. Für die vielen heiteren Stunden, die wir hinten im Trailer verbracht haben, und die herausragende Zusammenarbeit bedanke ich mich recht herzlich bei Sonny Huisman und Willem Verstedden.

Die Zeit in Dresden war eine sehr schöne. Dafür und für die offene und herzliche Aufnahme in das Team möchte ich mich bei allen Kollegen des Lehrstuhls Kraftfahrzeugtechnik bedanken. Besonders hervorheben möchte ich die Herren Dipl.-Ing. Jan Kubenz, Dipl.-Ing. Christoph Jahn und Dipl.-Ing. Frank Hermsdorf für die angenehme und erfolgreiche Zusammenarbeit. Es freut mich besonders, dass wir gemeinsam ein sehr interessantes Lehrprogramm im Bereich Fahrdynamik definieren, und das Gesamtfahrzeugpraktikum erfolgreich als einzigartiges Erlebnis innerhalb des Studiums Kraftfahrzeugtechnik installieren konnten. Außerdem vielen Dank für die lustige und lässige Zeit, auch abseits der Arbeit im schönen Dresden.

Ein herzliches Dankeschön gilt auch den Studenten, die ich während der Promotionszeit betreuen durfte. Dies gilt besonders für Herren Dipl.-Ing. Christian Angrick und Dipl.-Ing. Hendrik Abel. Es freut mich, dass wir weiterhin als Kollegen zusammenarbeiten.

Besonders prägend für mein Interesse am Reifenverhalten war bereits das Studium an der Eindhoven University of Technology und insbesondere die Lehrveranstaltung zum Thema Fahrdynamik von Herrn dr.ir. Igo Besselink. Wenngleich ich mich zu der Zeit viel stärker für die Hintergründe der Kinematik von Radaufhängungen interessierte; es waren Deine Vorlesungen, die den Grundstein für mein Interesse am Reifenverhalten gelegt haben. Vielen Dank dafür, Igo. Des Weiteren möchte ich mich bei meinem ehemaligen Kollegen Herrn Dipl.-Ing. Matthias Baderschneider für die vielen interessanten Diskussionen zum Reifenverhalten bedanken.

Zu guter Letzt möchte ich mich bei meiner Familie und insbesondere bei Daniela bedanken für das bedingungslose Vertrauen, die Unterstützung und das Verständnis über die Jahre der Arbeit an dieser Dissertation und darüber hinaus.

München, den 17. März 2017
Sebastiaan van Putten





KURZFASSUNG



Für die korrekte objektive Beschreibung der Fahrdynamik von Fahrzeugen im Linear- und Grenzbereich ist die präzise Beschreibung der Kraftübertragung zwischen Reifen und Fahrbahn von großer Bedeutung. Aus einer Literaturübersicht wird jedoch geschlussfolgert, dass ein Ansatz zur Identifikation und Beschreibung von longitudinalen und lateralen Reifencharakteristika unter der Anwendung entsprechenden Bedingungen bis dato nicht existiert.

Der in der vorliegenden Arbeit beschriebene Prozess zur Reifencharakterisierung gründet sich auf einem definierten Satz objektiver Gesamtfahrzeugkenngrößen, welche mithilfe dedizierter Fahrmanöver identifiziert werden. Auf Basis einer umfassenden Analyse der auftretenden Reifenbetriebsbedingungen werden die zu identifizierenden Reifencharakteristika festgelegt. Der Kern der hybriden Methode besteht in der zweckmäßigen Klassifizierung von Reifencharakteristika nach Struktur- und Reibgrößen. Zur Beschreibung von Strukturgrößen wird die Kraftübertragung zwischen Reifen und Fahrbahn auf Basis der kinematischen Deformationsmechanismen in der Reifenkonstruktion hergeleitet. Dies erfolgt zunächst unter der Prämisse des Haftzustandes. Insbesondere zur korrekten Beschreibung des lateralen Verhaltens wird eine neuartige Beschreibung der Biegeform des Reifenaufbaus beschrieben. Diese erlaubt die Ableitung analytischer Formulierungen für die Schräglaufsteifigkeit und Rückstellsteifigkeit und liefert Einsichten in den Einfluss konstruktiver Reifeneigenschaften auf Strukturgrößen. Darüber hinaus wird auf diese Weise ein Verständnis für die Abhängigkeiten und Sensitivitäten von Strukturgrößen entwickelt, welche umfassend experimentell untersucht und auf Basis der vorangegangenen Herleitungen erläutert werden. Neuartige Konditionierungsverfahren werden zur Gewährleistung der Präzision von Reifenmessungen entwickelt und experimentell bestätigt. Des Weiteren werden bestehende Messverfahren weiterentwickelt und auf neuartige Weise kombiniert. Die Klassifizierung von Reifencharakteristika erlaubt außerdem die Identifikation von Strukturgrößen auf einem Flachbahnprüfstand, dessen Stärke insbesondere die präzise Kontrolle von Randbedingungen ist, während Reibgrößen auf einem Anhängerprüfstand auf realen Fahrbahnen identifiziert werden. Auf Basis einer signifikanten Stichprobe wird experimentell belegt, dass die Paarung eines Reifens mit einer der Anwendung entsprechenden Fahrbahnoberfläche insbesondere für Reibgrößen unumgänglich ist. Zur Synthese der unabhängig identifizierten Struktur- und Reibgrößen wird ein Synthesemodell beschrieben, welches auf die Herleitungen der Kraftübertragung im Haft- und partiellen Haft- und Gleitzustand aufbaut. Die Parameter des als Anwendermodellierung gewählten Magic Formula Reifenmodells werden mithilfe numerischer Optimierung aus virtuellen Messdaten des Synthesemodells bestimmt. Trotz der neuartigen hybriden Identifikationsmethode besteht nicht die Notwendigkeit, die Anwendermodellierung zu verändern. Diese ist durch ihre mathematisch-empirische Formulierung bereits in der Lage die zu beschreibenden Reifencharakteristika mit ausreichender Genauigkeit abzubilden.

In der Methodenvolidierung wird zunächst festgestellt, dass eine repräsentative Referenz der zu identifizierenden Reifencharakteristika auf Komponentenebene nicht existiert. Aus diesem Grund wird die Validierung auf Gesamtfahrzeugebene auf Basis der eingangs definierten Gesamtfahrzeugkenngrößen durchgeführt. Zur Gewährleistung einer Vergleichsbasis wird zunächst das gewählte Fünf-Massen-Gesamtfahrzeugmodell hinsichtlich der Abbildung von Reifenbetriebsbedingungen validiert. Die Validierung der hybriden Methode anhand von neun Reifenindividuen unterschiedlicher Dimension und Bauart erfolgt anschließend durch einen Vergleich von gemessenen und gerechneten Gesamtfahrzeugkenngrößen und belegt die maßgebliche Verbesserung der Rechnungsergebnisse im Vergleich zum bisherigen Stand der Technik. Voraussetzung für die Übereinstimmung zwischen Messung und Rechnung ist jedoch, dass die Fahrzeugreifen bei der Gesamtfahrzeugvermessung analog zur Reifencharakterisierung konditioniert werden. Bemerkenswert ist, dass die Reibgrößen auf einer örtlich anderen Prüfstrecke ermittelt wurden, als die Gesamtfahrzeugkenngrößen. Hierdurch wird die Robustheit der Methode hinsichtlich unterschiedlicher, hinsichtlich ihrer Rauheitseigenschaften jedoch vergleichbarer, Fahrbahnoberflächen unterstrichen.





ABSTRACT



For correct description of vehicle dynamics in both the linear and limit range, precise description and modelling of force transmission between tyre and road is of particular importance. A study into existing literature however reveals, that comprehensive methods for identification and description of longitudinal and lateral tyre characteristics are not known to exist to date. This specifically applies to the representation of tyre operating conditions corresponding to the application on vehicle level.

The hybrid method for objective tyre characterisation discussed in this work is based on a defined set of objective vehicle dynamics quantities, identified using dedicated vehicle manoeuvres. By means of measurement and analysis of tyre operating conditions during the execution of these manoeuvres, significant tyre characteristics are defined. A key aspect of the hybrid method is classification of these tyre characteristics into structural and friction quantities. For description of structural quantities, the mechanisms of kinematic deformation governing force transmission within the contact area are derived, under the assumption of full stick. For correct description of the contact kinematics during both steady-state and dynamic force transmission, tyre belt deformation is found to have significant influence. This especially holds for the lateral direction, where a novel mechanical approximation of the bending shape of the tyre belt is formulated, allowing for analytical description of both cornering stiffness and self-aligning stiffness. Insights gained into the influence of mechanical tyre properties on structural quantities furthermore allow for understanding of the dependencies and sensitivities of these characteristics with respect to varying tyre operating conditions. These dependencies and sensitivities are subsequently investigated experimentally. To this extent, novel methods for tyre temperature conditioning are developed and existing methods for tyre measurement are refined. This translates into a high overall measurement precision of both structural and friction quantities. The presented classification of tyre characteristics moreover allows for identification of structural quantities by utilization of an indoor flat track test facility, by use of which operating conditions can be controlled with high precision. Identification of friction quantities is performed by means of an outdoor trailer type test facility under real road conditions. Based on a significant sample of tyres, it is experimentally validated that, for friction quantities in particular, pairing of the tyre to a road surface which corresponds with the application in question, is unavoidable. On the basis of the mechanical-analytical formulations for tyre force transmission derived before, a synthesis model is described for the composition of independently identified structural and friction quantities. Parameters of an end-user tyre model of the Magic Formula type are determined by means of numerical optimization, based on the virtual measurement data from the synthesis model. Despite the novel identification method for tyre characteristics, there is no need to exchange the end-user tyre model. Its mathematical empirical formulation allows for precise description of the identified tyre characteristics.

During validation of the developed hybrid method, it is found that, on tyre level, no absolute reference for the identified characteristics exists. Instead, validation is performed based on the objective vehicle dynamics quantities defined before. A basis of comparison is found by validation of a two track vehicle model with respect to the representation of tyre operating conditions. Subsequently, validity of the hybrid method is demonstrated by comparison of measured and calculated vehicle characteristics for a sample nine tyres of different size and make. The accuracy of calculation is improved substantially by means of the hybrid method compared to the state of the art. For comparability between measured and calculated vehicle characteristics, it is found to be necessary that tyre conditioning is similar during vehicle and tyre measurement. It is remarkable that a high level of accuracy of calculation is achieved, even though tyre friction quantities have been identified on a different proving ground compared to the vehicle quantities. This emphasises the robustness of the method with respect to varying road surfaces with comparable roughness characteristics.





INHALTSVERZEICHNIS



Vorwort	I
Kurzfassung	V
Abstract	IX
Notation	XIX
1. Einführung	1
1.1. Motivation	3
1.2. Literaturübersicht	5
1.3. Zielstellung und Struktur	8
2. Wissenschaftliche Grundlage	11
2.1. Kraftübertragung zwischen Reifen und Fahrbahn	13
2.1.1. Reifenaufbau und Einfluss auf die Kraftübertragung	14
2.1.2. Reifenkontaktfläche und Kontaktbedingungen	16
2.1.3. Deformationskinematik	17
2.1.4. Visko-elastisches Materialverhalten und Schubspannungen	18
2.1.5. Mechanismen der Elastomerreibung	23
2.1.6. Wechselwirkung von Fahrbahnoberflächen mit der Kraftübertragung	27
2.1.7. Charakteristische Größen der Kraftübertragung	28
2.2. Fahrdynamik von Kraftfahrzeugen	29
2.2.1. Langsame und stationäre Kurvenfahrt	29
2.2.2. Schnelle und stationäre Kurvenfahrt	31
2.2.3. Schnelle und instationäre Kurvenfahrt	32
2.3. Modellierungsansätze in der Fahrzeugdynamik	33
2.3.1. Reifenmodelle	33
2.3.2. Gesamtfahrzeugmodelle	35
2.4. Existierende Prüffelder zur Beschreibung von Systemeigenschaften	36
2.4.1. Übersicht und Eigenschaften der Prüffelder für Reifen	36
2.4.2. Prüffelder für Radführungen	39
2.4.3. Gesamtfahrzeugprüfstände	39
2.5. Diskussion	39
2.6. Zusammenfassung	40
3. Hybride Identifikationsmethode für Reifencharakteristika	43
3.1. Definition von zu untersuchenden Gesamtfahrzeugkenngrößen	45
3.2. Definition von Reifenbetriebsbedingungen im Gesamtfahrzeugversuch	48
3.2.1. Bestimmung der Radstellung	50
3.2.2. Bestimmung von Kräften und Momenten	51
3.2.3. Bestimmung der Reifentemperatur	53
3.2.4. Ableitung von Betriebsbedingungen	53
3.3. Klassifikation von Reifencharakteristika	56
3.3.1. Definition und Eigenschaften von Strukturgrößen	57
3.3.2. Definition und Eigenschaften von Reibgrößen	57
3.4. Gesamtübersicht der Methode	58
3.5. Diskussion der Identifikation von Reifencharakteristika direkt am Fahrzeug	59
3.5.1. Aspekte bezogen auf die Reifenkonditionierung	59
3.5.2. Aspekte bezogen auf die Vollständigkeit der Eigenschaftsidentifikation	60
3.5.3. Prozessuale Aspekte	60
3.5.4. Auswahl des meist geeigneten Ansatzes	61
3.6. Zusammenfassung	61



4. Beschreibung von Strukturgrößen	63
4.1. Beschreibung der Kraftübertragung von Reifen im Haftzustand	66
4.1.1. Die Umfangschlupfsteifigkeit	66
4.1.2. Die Schräglaufsteifigkeit und Rückstellsteifigkeit	69
4.2. Beschreibung der instationären Kraftübertragung	76
4.2.1. Transientes longitudinales Verhalten und longitudinale Einlauflänge . .	77
4.2.2. Transientes laterales Verhalten und laterale Einlauflänge	82
4.3. Prüfmethode für Strukturgrößen	84
4.3.1. Prozedur zur Reifenkonditionierung	84
4.3.2. Methode zur Identifikation von longitudinalen Strukturgrößen	86
4.3.3. Methode zur Identifikation von lateralen Strukturgrößen	86
4.3.4. Auswahl eines geeigneten Prüfstandes für Strukturgrößen	91
4.4. Präzision der Prüfmethode für Strukturgrößen	93
4.5. Experimentelle Analyse von Sensitivitäten und Randbedingungen	93
4.5.1. Einfluss der Abrollgeschwindigkeit auf Strukturgrößen	93
4.5.2. Einfluss der Reifentemperatur auf Strukturgrößen	96
4.5.3. Einfluss des Reifeninnendruckes auf Strukturgrößen	97
4.5.4. Einfluss der Felgenmaulweite auf Strukturgrößen	99
4.5.5. Einfluss des Sturzwinkels auf Strukturgrößen	99
4.6. Diskussion	101
4.7. Zusammenfassung	103
5. Beschreibung von Reibgrößen	105
5.1. Isotrope Beschreibung der Elastomerreibung	107
5.1.1. Beschreibung der Abhängigkeit von der Reifentemperatur	108
5.1.2. Beschreibung der Abhängigkeit von der Gleitgeschwindigkeit	109
5.1.3. Reibungsgesetz	109
5.2. Beschreibung der Kraftübertragung im partiellen Haft- und Gleitbereich . . .	110
5.2.1. Der longitudinale Grenzbereich und bezogene Reibungskoeffizient . .	111
5.2.2. Der laterale Grenzbereich und bezogene Reibungskoeffizient	116
5.3. Prüfmethode für Reibgrößen	118
5.3.1. Methode zur Identifikation von longitudinalen Reibgrößen	119
5.3.2. Methode zur Identifikation von lateralen Reibgrößen	120
5.3.3. Auswahl eines geeigneten Prüfstandes für Reibgrößen	120
5.4. Präzision der Prüfmethode für Reibgrößen	122
5.5. Experimentelle Analyse von Sensitivitäten und Randbedingungen	124
5.5.1. Beobachtete Stick-Slip-Schwingungen	125
5.5.2. Einfluss der Beschaffenheit der Fahrbahnoberfläche auf Reibgrößen .	126
5.5.3. Einfluss von Zwischenmedien auf Reibgrößen	129
5.6. Diskussion	135
5.7. Zusammenfassung	136
6. Eigenschaftsynthese mittels mechanisch-analytischer Modellierung	139
6.1. Modellaufbau und Parameterraum	141
6.2. Parameteridentifikation des mechanisch-analytischen Modells	142
6.2.1. Approximation der Dimension der makroskopischen Kontaktfläche . .	144
6.2.2. Identifikation von strukturbezogenen Parametern	145
6.2.3. Identifikation von reibungsbezogenen Parametern	147
6.3. Gegenüberstellung synthetisierter Ergebnisse	149
6.3.1. Virtuelle Messdaten und Parameteridentifikation	152
6.4. Diskussion	152
6.5. Zusammenfassung	155

7. Validierung der Methode am Gesamtfahrzeug	157
7.1. Gesamtfahrzeugmodellierung und Parameteridentifikation	160
7.1.1. Validierung des Gesamtfahrzeugmodells	162
7.2. Gegenüberstellung von gemessenen und gerechneten Fahrzeugkenngößen	162
7.2.1. Auswertung und Konfidenzintervall von Fahrzeugmessungen	162
7.3. Validierung von longitudinalen Kenngößen	164
7.4. Validierung von stationären lateralen Kenngößen	167
7.4.1. Maximale Lateralbeschleunigung	167
7.4.2. Lenkradwinkelgradient im Linearbereich	167
7.4.3. Lenkradwinkelgradient im Grenzbereich	170
7.4.4. Schwimmwinkelgradient im Linearbereich	170
7.4.5. Schwimmwinkelgradient im Grenzbereich	170
7.5. Validierung von instationären lateralen Kenngößen	170
7.5.1. Validierung der Eigenfrequenz der Giergeschwindigkeit	172
7.5.2. Validierung der Verstärkung der Giergeschwindigkeit	172
7.6. Diskussion	174
7.7. Zusammenfassung	175
8. Schlussbetrachtung	177
8.1. Handlungsempfehlungen	181
Literaturverzeichnis	183
A. Transientes Verhalten bei dynamischer Vertikalkraftanregung	207
B. Weitere Darstellungen der Schubspannung in der Kontaktfläche bei lateraler Beanspruchung	211
C. Darstellung des bezogenen lateralen Reibungskoeffizienten	215





NOTATION



GRIECHISCHE NOTATION

Zeichen	Beschreibung
α	Schräglaufwinkel
α_0	kinematischer Schräglaufwinkel
$\alpha_{0,k}$	korrigierter kinematischer Schräglaufwinkel
α_L	Verlust-Schräglaufwinkel aus Nachgiebigkeit des Reifenaufbaus
β	Schwimmwinkel
γ	Sturzwinkel
γ_x	Schubwinkel in Longitudinalrichtung
γ_y	Schubwinkel in Lateralrichtung
δ	Radlenkwinkel
δ_H	Lenkradwinkel
δ_M	Verlustwinkel des Elastomermaterials
ϵ	Dehnung
ϵ_F	Fehler der gerechneten Kraft
ϵ_G	Gesamtfehler der Rechnung
ϵ_M	Fehler des gerechneten Momentes
ζ_θ	torsionale Deformation des Reifenaufbaus
ζ_B	Biege-Anteil der Biegeform des Reifenaufbaus
ζ_K	Gesamtbiegeform des Reifenaufbaus
ζ_x	longitudinale Deformation des Reifenaufbaus
ζ_y	laterale Deformation des Reifenaufbaus
η_T	dimensionslose Größe der Temperaturabhängigkeit von μ_G
η_v	dimensionslose Größe der Geschwindigkeitsabhängigkeit von μ_G
θ	Wankwinkel eines Kraftfahrzeuges
κ	Umfangschlupf (praktische Definition nach Pacejka)
κ_t	Umfangschlupf (theoretische Definition nach Rill)
λ	Wellenlänge
$\hat{\mu}$	geschätzter Mittelwert
μ_G	Reibungskoeffizient im Gleitzustand
μ_H	Reibungskoeffizient im Haftzustand
μ_∞	Reibungskoeffizient bei $v_G \rightarrow \infty$
μ_f	bezogener Reibungskoeffizient auf dem Flachbahnprüfstand
μ_n	bezogener Reibungskoeffizient auf nasser, realer Fahrbahn
μ_s	bezogener Reibungskoeffizient auf trockener, realer Fahrbahn
μ_x	bezogener longitudinaler Reibungskoeffizient
μ_y	bezogener lateraler Reibungskoeffizient
ν	Querkontraktionszahl
ρ	Wahrscheinlichkeitsdichte
$\hat{\sigma}$	geschätzte Standardabweichung
σ_M	Druck-/Zugspannung im Material
σ_κ	longitudinale Einlauflänge
σ_α	laterale Einlauflänge
σ_k	kinematische Einlauflänge
σ_s	strukturmechanische Einlauflänge
σ_{zz}	Normalspannung
τ	Schubspannung
ψ	Gierwinkel eines Kraftfahrzeuges
ω_0	Grundschwingfrequenz
Ω	Raddrehgeschwindigkeit

LATEINISCHE NOTATION

Zeichen	Beschreibung
$\vec{a}$	Vektor der Beschleunigungen
a_y	Lateralbeschleunigung
a_T	Frequenzverschiebungsfaktor
A	Fläche
A	Systemmatrix
b_N	Breite des Reifenaufbaus
b_F	Felgenmaulweite
b_K	Breite der Reifenkontaktfläche
$b_{K,n}$	Nennbreite eines Reifens
c_α	Schräglaufsteifigkeit
c_κ	Umfangsschlupfsteifigkeit
c_ϕ	rotatorische Federsteifigkeit
c_{Mz}	Rückstellsteifigkeit
c_1	Koeffizient zur Berechnung von b_K
c_2	Koeffizient zur Berechnung von b_K
c_x	Longitudinalsteifigkeit
c_y	Lateralsteifigkeit
c_z	Vertikalsteifigkeit
c_B	Biegesteifigkeit des Reifenaufbaus
C_μ	reifenspezifische Reibungskonstante zur Beschreibung von μ_G
C_v	reifenspezifische Konstante der Geschwindigkeitsabhängigkeit von μ_G
C_T	reifenspezifische Konstante der Temperaturabhängigkeit von μ_G
D_U	approximierter Durchmesser von Fahrbahnunebenheiten
E^*	komplexer Elastizitätsmodul
E'	Speichermodul
E''	Verlustmodul
E_B	Elastizitätsmodul des Reifenaufbaus
E_S	Elastizitätsmodul einer Fahrbahn
EG	Eigenlenkgradient eines Kraftfahrzeuges
f	Frequenz
f_{eig}	Eigenfrequenz der Giergeschwindigkeit über dem Lenkradwinkel
f_{yD}	Frequenz der Lateraldeformation
f_A	Anregungsfrequenz des Reifenoberflächenmaterials
F_x	Longitudinalkraft
F_y	Lateralkraft
F_z	Vertikalkraft
g	Erdbeschleunigung
G^*	komplexer Schubmodul
G'	Speicheranteil des Schubmoduls
G''	Verlustanteil des Schubmoduls
G	Übertragungsfunktion
h	Profilhöhe vom Profilgrund
h_B	Höhe des Reifenaufbaus
H	Übertragungsfunktion
HDK	Höhendifferenzkorrelation
i	Zähler, komplexe Zahl
I	Flächenträgheitsmoment

Zeichen	Beschreibung
J_{zz}	Massenträgheitsmoment um die Hochachse
l	Länge
l_h	Abstand der Hinterachse zum Schwerpunkt
l_r	Radstand eines Kraftfahrzeuges
l_v	Abstand der Vorderachse zum Schwerpunkt
l_G	Längenkoordinate des Gleitanfangs in der Reifenkontaktfläche
l_K	Länge der Reifenkontaktfläche
m	Masse
M	Momentanpol der Bewegung
M_H	Lenkradmoment
M_z	Rückstellmoment
n	Stoffmenge
$\vec{p}$	Vektor der Positionen
p_{in}	Reifeninnendruck
P	Konfidenzintervall
P_G	Gleitreibungsleistung
Q	thermische Energie
Q_r	Kennzahl der Präzision
r_d	dynamischer Abrollradius
r_s	Bahnradius
R	Gaskonstante
s_B	Bremsweg
s_L	Längsschlupf nach Rill
s_Q	Querschlupf nach Rill
S_{xx}	Leistungsdichtefunktion
S_{yx}	Kreuzkorrelationsfunktion
t	Zeit
t^*	äquivalente Einlaufzeit
t_0	kinematischer Reifennachlauf
t_f	effektiver Reifennachlauf
T	Temperatur
T_0	Anfangstemperatur
T_U	Umgebungstemperatur
T_k	Zeitkonstante des kinematischen Einlaufvorgangs
T_s	Zeitkonstante des strukturellen Einlaufvorgangs
T_{xy}	approximierte Übertragungsfunktion
$T_{xy,s}$	synthetisierte, approximierte Übertragungsfunktion
v_0	Anfangsgeschwindigkeit
v_G	Gleitgeschwindigkeit
v_{ref}	Referenzgeschwindigkeit
v_x	Longitudinalgeschwindigkeit
v_y	Lateralgeschwindigkeit
$v_{sx,d}$	longitudinale Deformationsgeschwindigkeit
$v_{sy,d}$	laterale Deformationsgeschwindigkeit
x_D	Longitudinaldeformation
x_R	Rollwiderstandskoeffizient
X_i	Untersuchungswert
X_{ref}	Referenzwert
y_D	Lateraldeformation



INDIZES UND WEITERE FORMELZEICHEN

Zeichen	Beschreibung
$(\dot{}), (\ddot{})$	erste und zweite Ableitung nach der Zeit
$\dots\alpha$	bezogen auf den Schräglaufwinkel
$\dots\kappa$	bezogen auf den Umfangschlupf
$\dots d$	bezogen auf die Dynamik
$\dots f$	auf dem Flachbahnprüfstand
$\dots h$	hinten, der Hinterachse
$\dots i$	dem Zähler i entsprechend
$\dots k$	der Kinematik
$\dots_{max}$	Maximalwert
$\dots n$	auf nasser, realer Fahrbahn
$\dots s$	der Strukturmechanik
$\dots t$	auf trockener, realer Fahrbahn
$\dots v$	vorne, der Vorderachse
$\dots x$	in longitudinaler Richtung
$\dots y$	in lateraler Richtung
$\dots z$	in vertikaler Richtung
$\dots A$	Ackermann-Anteil
$\dots B$	des Bremsens
$\dots G$	im Gleitzustand
$\dots H$	im Haftzustand
$\dots K$	der makroskopischen Kontaktfläche
$\dots PS$	des Prüfstandes
$\dots R$	des Reifens
$\dots S$	des Schwerpunktes



1. EINFÜHRUNG





(a)



(b)

Abbildung 1.1.: Portraits der Erfinder des Luftreifens: (a) John Boyd Dunlop, [Dun], der dem Luftreifen zu seinem Erfolg verhalf und (b) Robert William Thomson, [Tho], der den Luftreifen bereits vierzig Jahre zuvor tatsächlich erfand und patentierte.

Den Überlieferungen nach liegt die Geburtsstätte des Luftreifens in Schottland. Nicht John Boyd Dunlop im Jahr 1887, sondern bereits Robert William Thomson erfand und patentierte den Luftreifen im Jahr 1846. In beiden Fällen handelte es sich um einen dünnen Gummischlauch, der mit Luft aufgepumpt und mit einer Felge verbunden wurde. Die Ausführung von Thomson hatte dabei noch am meisten mit dem Luftreifen gemein, welcher heutzutage ein elementarer Bestandteil des Kraftfahrzeuges ist. Der Reifen Thomsons bestand bereits aus einem Materialverbund von natürlichem Kautschuk mit einer stabilisierenden Gewebeschicht und einer Außenschicht aus Leder. Trotz der offensichtlichen Komfortvorteile von bereiften Rädern konnte sich der Reifen von Thomson jedoch zunächst nicht durchsetzen. Dem Tierarzt Dunlop schließlich wird nachgesagt, auch die Leichtlaufeigenschaften des Luftreifens 1887 für die Räder des Dreirades seines Sohnes erkannt zu haben. Er versuchte seine Erfindung zu patentieren, wonach sich der Luftreifen als Ersatz für die bisherigen Stahlräder oder mit einer massiven Kautschukschicht überzogenen Stahl- und Holzräder verbreitete. In den 1890'er Jahren starteten u.a. auch die Brüder Michelin in Frankreich, die bereits zuvor Reifen aus massivem Kautschuk hergestellt hatten, sowie die Firma Continental in Deutschland mit der Produktion von Luftreifen. Diese Reifen waren jedoch insbesondere zur Anwendung auf Fahrrädern gedacht. Mit der annähernd zeitgleichen Erfindung und dem Aufstieg des Kraftfahrzeuges ergab sich schließlich die bisher bedeutendste Anwendung des Luftreifens, dessen Eigenschaften heutzutage über die damaligen Komfort- und Leichtlaufeigenschaften hinaus insbesondere die Longitudinal- und Lateral-dynamik von Kraftfahrzeugen prägen.

1.1. MOTIVATION

Die Beeinflussung von Gesamtfahrzeugeigenschaften durch den Reifen ist bei aktuellen Fahrzeugen auch für Normalfahrer wahrnehmbar. Beispielhaft sind hierzu in Abbildung 1.2 zwei repräsentative Subjektivkriterien dargestellt, welche in einem schnellen doppelten Fahr-

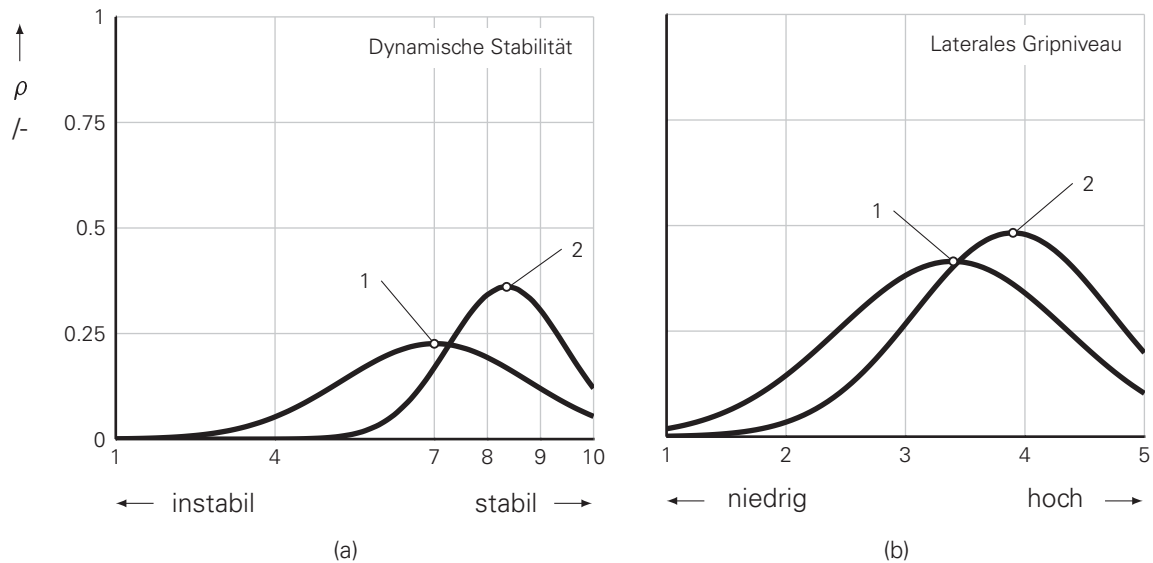


Abbildung 1.2.: Normalverteilte Dichtefunktion der Subjektivwertung der (a) Kenngröße „dynamische Stabilität“ und (b) Kenngröße „laterales Gripniveau“ für zwei baugleiche Fahrzeuge mit unterschiedlicher Bereifung. 1– Fahrzeug mit 17“-Bereifung, 2– Fahrzeug mit 18“-Bereifung. Stichprobengröße in (a) 89 Personen und in (b) 94 Personen

spurwechsel und einem Kreisfahrtversuch bewertet wurden. Der Versuch wurde mit zwei baugleichen Fahrzeugen mit Originalbereifung unterschiedlicher Dimension durchgeführt. Bei einer Stichprobengröße von mindestens 89 Normalfahrern wurde das in Abbildung 1.2(a) dargestellte Kriterium dynamische Stabilität bei dem Fahrzeug mit der 17“-Bereifung durchschnittlich mit der Note 7.0 bewertet, welche nach der Bewertungssystematik exakt der Mindestnote eines akzeptablen Fahrverhaltens entspricht. Wird das gleiche Fahrzeug mit der lediglich eine Dimension größeren und ebenfalls originalen 18“-Bereifung ausgestattet, so wird es mit der Note 8.4 deutlich besser bewertet. Außerdem ist die Standardabweichung kleiner, was auf ein eindeutigeres und in diesem Fall stabileres Fahrverhalten hindeutet. Auch die in Abbildung 1.2(b) dargestellte maximal erzielbare Lateralbeschleunigung der 18“-Bereifung wird von den Testpersonen im direkten Vergleich subjektiv höher bewertet. Neben der Tatsache, dass Unterschiede im Reifenverhalten subjektiv von Fahrern eindeutig wahrgenommen werden, kommt dem Reifen in der objektiven Beschreibung des Gesamtfahrzeugverhaltens eine bedeutende Rolle zu. Grundsätzlich gilt dies für alle Reifeneigenschaften, vom Rollwiderstand und der Aerodynamik im Verhältnis zum Kraftstoffverbrauch (vgl. hierzu [van11; Wit13]), über das Abrollgeräusch und dessen Auswirkung auf die Gesamtfahrzeugakustik bis hin zum Einfluss von Steifigkeits- und Schwingungseigenschaften des Reifens auf den Fahrkomfort (vgl. hierzu [Hil10]). In der longitudinalen und lateralen Gesamtfahrzeugdynamik ist die Wechselwirkung zwischen Reifencharakteristika und Gesamtfahrzeugeigenschaften jedoch besonders stark ausgeprägt. Der Unterschied im Fahrverhalten beim gleichen Fahrzeug mit unterschiedlicher Bereifung ist oftmals größer als der Unterschied zwischen verschiedenen Fahrzeugen innerhalb einer Fahrzeugklasse. Die Relevanz des Reifens in der Fahrzeugentwicklung zeigt sich darin, dass jeder führende OEM¹ in Zusammenarbeit mit den Reifenherstellern eine auf die eigenen Anforderungen zugeschnittene Reifenentwicklung betreibt. Die Produktpalette eines OEMs umfasst oftmals über zehn Modellreihen mit zusätzlichen Derivaten. In jeder Modellreihe stehen dem Kunden in der

¹Original Equipment Manufacturer; gemeint ist hier Automobilhersteller

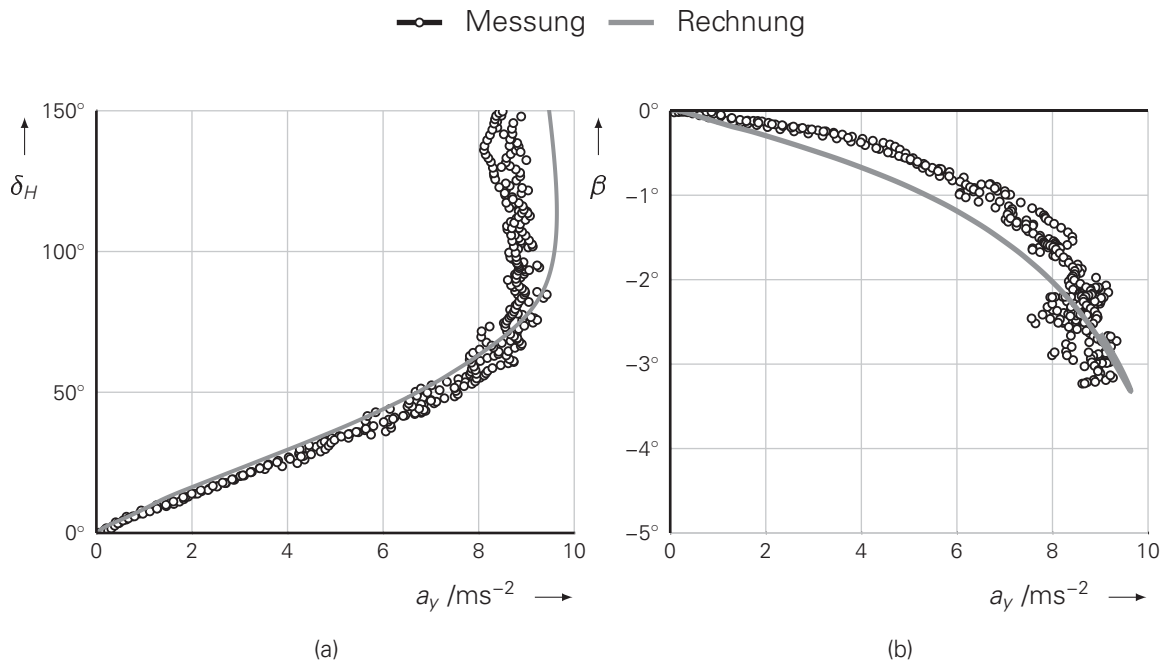


Abbildung 1.3.: Vergleich zwischen Messung und Rechnung nach dem Stand der Technik, (a) im Lenkradwinkeldiagramm für Lenkradwinkel δ_H über der Lateralbeschleunigung a_y und (b) im Schwimmwinkeldiagramm für Schwimmwinkel β im Schwerpunkt, ebenfalls über der Lateralbeschleunigung dargestellt

Regel bis zu fünf Dimensionen zur Verfügung, welche aus Verfügbarkeits- und Wettbewerbsgründen von drei bis vier Reifenherstellern angeboten werden. Bereits aus dieser einfachen Überslagsrechnung ergibt sich ein Totalvolumen von einhundertzwanzig bis zweihundert Reifen, welche pro Produktzyklus zu entwickeln sind. Die prozessualen Vorteile einer rechnergestützten und objektiven Entwicklungsbegleitung liegen somit auf der Hand.

Der aktuelle Stand der Technik der objektiven Beschreibung der Fahrdynamik von Kraftfahrzeugen ist in Abbildung 1.3 in Form eines Lenkradwinkel- und Schwimmwinkeldiagrammes für die quasi-stationäre Lateral-dynamik exemplarisch dargestellt. Erkennbar sind Abweichungen zwischen Messung und Rechnung, insbesondere in Bezug auf die maximal erzielbare Lateralbeschleunigung, sowie in Bezug auf den Schwimmwinkel im Linear- und Grenzbe-reich. Auffällig ist, dass der Schwimmwinkelgradient bereits im Linearbereich stark von der Messung abweicht. Diese Abweichung deutet auf eine fehlerhafte Identifikation der Schräglaufsteifigkeit der Reifen hin. Die Abweichung der maximalen Lateralbeschleunigung, welche insbesondere in Abbildung 1.3(a) auffällig ist, hängt jedoch stark mit dem bezogenen lateralen Reibungskoeffizienten zusammen. Die Identifikation der Reifeneigenschaften erfolgte gemäß dem Stand der Technik vollständig auf einem Flachbahnprüfstand.

1.2. LITERATURÜBERSICHT

Durch die Relevanz des Reifens für das Fahrverhalten von Fahrzeugen und die Herausforderungen sowohl hinsichtlich der Beschreibung der Kontaktkinematik als insbesondere hinsichtlich der Reibungsphänomene, stellt der Reifen ein interessantes Forschungsobjekt dar. Darüber hinaus führt die Tatsache, dass der Reifen bereits seit der Einführung des Radialreifens über mehreren Jahrzehnten in nahezu unveränderter Form in der Automobilproduktion Anwendung findet, dazu, dass ein Großteil der Grundlagenliteratur auch heute



noch aktuell ist. Prozessuale Ansätze, welche die Gesamtkette vom Verständnis der maßgeblichen Mechanismen der Kraftübertragung über die Eigenschaftsidentifikation bis zur Reifenmodellierung beschreiben, finden sich jedoch erst seit der jüngeren Vergangenheit. Im Folgenden wird eine Übersicht über relevante Ansätze aus der Literatur zur Charakterisierung und Beschreibung der Kraftübertragung von Reifen unter der Anwendung entsprechenden Bedingungen gegeben.

DISKUSSION DES ANSATZES NACH HÜSEMANN

Besonders hervorzuheben ist die Arbeit von Hüsemann [Hüs11]. Hüsemann beschäftigt sich mit der These, ob unter Laborbedingungen ermittelte Reifeneigenschaften mittels geeigneter Transformationen den Bedingungen auf realen Fahrbahnen angeglichen werden können. Diese Vorgehensweise hat den Vorteil, dass Reifeneigenschaften auf beliebigen bereits bestehenden Prüffeldern unter genau kontrollierbaren Laborbedingungen identifiziert werden können. Zunächst stellt er fest, dass auch unter Laborbedingungen vermessene Reifeneigenschaften erheblicher Streuung unterliegen. Die festgestellten Unterschiede werden einerseits, im Falle von Innen- oder Außentrommelprüfständen, mit den sich aufgrund der Oberflächenkrümmung ergebenden unterschiedlichen kinematischen Kontaktbedingungen begründet. Diese Argumentation betrifft vornehmlich die Schräglaufsteifigkeit. Andererseits werden kraftschlussbezogene Unterschiede mit Abweichungen des Fahrbahnreibwertkennfeldes begründet. Diese These ist für den weiteren Verlauf der Untersuchungen und Herleitungen von zentraler Bedeutung. Sie stellt jedoch gewissermaßen eine interpretatorische Unrichtigkeit dar. Ein Reibungskoeffizient kann im tribologischen Sinne erst dann Anwendung finden, wenn sich dieser auf die Reibung zweier Körper bezieht. Somit gilt ein Reibungskoeffizient definitionsgemäß immer nur für eine Paarung von -in dieser Anwendung- Reifenoberflächenmaterial und Fahrbahnoberfläche. Die Korrektur der reibungsbezogenen Eigenschaften erfolgt anschließend mithilfe einer speziellen Apparatur, welche eine Ermittlung des Reibungskoeffizienten an aus dem Reifen entnommenen Profilelementen auf einer beliebigen Oberfläche erlaubt. Ungeachtet der Tatsache, dass die von dieser Apparatur erreichbare Gleitgeschwindigkeit ($<1.5 \text{ ms}^{-1}$) eher gering erscheint, so wird doch speziell der Einfluss der Material- und Oberflächentemperatur auf die Reibungsphänomene von dieser Methode ausgelassen, obwohl diese nach Persson [Per06] von entscheidender Bedeutung ist. Des Weiteren beruht die Korrekturmethode der Oberflächenkrümmung nicht auf den zunächst korrekt hergeleiteten geometrischen Zusammenhängen, sondern auf einem mathematisch-phenomenologischen und somit de facto empirischen Ansatz. Wenngleich Gesetzmäßigkeiten hinsichtlich des Zusammenhanges von Reifeneigenschaften auf gekrümmter und ebener Fahrbahn annehmbar sind, so erscheint es doch unwahrscheinlich, dass diese in effektiv ausschließlich von der Vertikalkraft abhängigen Skalierfaktoren eindeutig und allgemeingültig erfasst werden können.

DISKUSSION DER REIFENCHARAKTERISIERUNG MITTELS DES TIME-VERFAHRENS

Zur Beschreibung des Reifenverhaltens greift Hüsemann auf das semi-empirische „Magic Formula“ Reifenmodell zurück. Dieses Modell wurde von Bakker u. a. [BNP87] entwickelt und in Pacejka [Pac12] umfassend beschrieben. Es ist in der Lage mittels mathematischer Formulierungen und geometrischer Beziehungen fast jede erdenkliche, auf einem beliebigen Prüfstand gemessene, Reifencharakteristik abzubilden. Mit der Erstellung eines standardisierten Messverfahrens zur Parametrierung diesen Modells befasste sich Ende der 1990'er Jahre ein Konsortium, dessen Untersuchungen in der von Klaas u. a. [Kla99] und van Oosten u. a. [van99] veröffentlichten TIME-Prozedur mündeten. Ein solcher Fahrzeug- und Reifenhersteller-übergreifender Ansatz ist grundsätzlich erstrebenswert. Auch die Untersuchung der am Reifen während des stationären, wie instationären Fahrbetriebs auftretenden

Betriebsbedingungen erscheint sinnvoll. Die Komplexität und gleichzeitig die Kernproblematik des TIME-Ansatzes liegt darin, die technischen und prozessualen Anforderungen so weit zu verstehen und vereinheitlichen, dass ein allgemeingültiger Ansatz entsteht. Die Erkenntnisse, die zum Entstehen der TIME-Prozedur geführt haben, stützen sich inhaltlich jedoch lediglich auf einen Reifen der Dimension 165/70R13. Dieser Reifen ist für die aktuelle Fahrzeugentwicklung von sportlichen Fahrzeugen nicht mehr zeitgemäß. Dieser Argumentation folgt Hüsemann [Hüs11] und entscheidet sich gegen Anwendung der TIME-Prozedur. Außerdem hat sich die TIME-Prozedur tatsächlich nicht zum Industriestandard entwickelt, welches sich im deutlich verkleinerten Teilnehmerkreis der Weiterentwicklung zu TIME2 widerspiegelt, [Tis04]. Seither sind keine nennenswerten Weiterentwicklungen der TIME-Prozedur bekannt. Die entscheidenden Defizite des TIME-Ansatzes liegen in der erhöhten und in vielen Betriebspunkten nicht dem Fahrzustand gerechten thermischen und mechanischen Belastung. Außerdem wird der Reifenkonditionierung zur Gewährleistung der Präzision der Eigenschaftsidentifikation nur unzureichend Rechnung getragen. Das von Klaas u. a. [Kla99] vorgeschlagene Verfahren, Messpunkte in einer "randomisierten Reihenfolge" anzufahren und diese anschließend "bei der Bestimmung von Reifenmodellparametern statistisch" abzutrennen, reicht hierzu keinesfalls aus. Schließlich wird in der TIME-Prozedur die Frage nach der inhaltlichen Korrektheit der Messergebnisse dem Vereinheitlichungsgedanke untergeordnet. Die Prozedur schreibt keine dedizierten Prüffelder vor, auf denen spezifische Reifeneigenschaften zu charakterisieren sind. Dies würde einen nachgeschalteten Ansatz im Sinne von Hüsemann erfordern, damit die ermittelten Reifencharakteristika tatsächlich dem Verhalten auf realen Fahrbahnoberflächen entsprechen.

DISKUSSION DER ANSÄTZE NACH MAULICK UND NÜSSLE

Maulick [Mau01] und Nüssle [Nüs03] entwickelten Ansätze zur Charakterisierung von Reifen unter realen Bedingungen und auf realen Fahrbahnoberflächen. Maulick untersucht eine komponentenbasierte Methode, welche die Erfassung von Reifencharakteristika auch bei Nässe erlaubt. Nüssle hingegen entwickelt eine Methode zur Reifencharakterisierung an einem mit umfassender Messtechnik ausgestatteten Versuchsfahrzeug. Diese Messtechnik umfasst eine Kreiselplattform, Kraftmessfelgen und optische Sensoren zur Erfassung des Schräglauf- und Sturzwinkels. Er stellt fest, dass an einem Fahrzeug speziell die Vertikalkraft und der Sturzwinkel nicht wie auf einem Reifenprüfstand separat eingestellt, sondern während der Kurvenfahrt vom Fahrzeug vorgegeben werden. Zur vereinfachten Darstellung und Interpretation schlägt er eine achsweise Betrachtung der Reifencharakteristik vor. Nachdem die Summe der Vertikalkraft pro Achse auch bei dynamischer Kurvenfahrt annähernd konstant bleibt, erscheint diese Annahme sinnvoll. Nüssle stellt jedoch fest, dass sich nun zwar die Seitenkraftdynamik mittels des vorgenannten „Magic Formula“-Reifenmodell beschreiben lässt, die Vertikalkraftdynamik aber folgerichtig nicht erfassbar ist. Außerdem ist eine vollständige Identifikation des Reifenmodells auf Basis der Fahrzeugmessungen nicht möglich und sind die Ergebnisse nur für das untersuchte Fahrzeug und die untersuchten Reifen gültig. Für den Ansatz von Maulick gelten diese Nachteile nicht, nachdem die von ihm entwickelte Methode eine Reifencharakterisierung auf Komponentenebene an einem fahrbaren Prüfstand vorsieht. Darüber hinaus hat der Ansatz von Maulick den Vorteil, dass Reifeneigenschaften, sowohl auf einer trockenen Fahrbahn, als auch bei definierten Wasserfilmhöhen durchgeführt werden können.

DISKUSSION DES ANSATZES NACH EINSLE

Einsle [Ein11] schließlich untersucht das transiente laterale Reifenverhalten, insbesondere bei kleinen Schräglaufwinkeln, und entwickelt hierzu neue Prüfmethoden. Zur Ermittlung der Schräglaufsteifigkeit schlägt er ein Radlastsprung-Verfahren vor, bei dem ein konstanter



Schräglaufwinkel von 1° oder 2° eingestellt wird und anschließend, bei konstanter Geschwindigkeit, die Vertikalkraft schrittweise mit 2000 N erhöht und jeweils für eine bestimmte Zeit gehalten wird. Aus diesem Verfahren lässt sich die Schräglaufsteifigkeit ableiten, was besonders bei sehr kleinen Schräglaufwinkeln sinnvoll erscheint. Zur Charakterisierung des transienten lateralen Reifenverhaltens wird ein Schräglaufwinkelsprung-Verfahren vorgeschlagen, bei dem der Reifen bei konstanter Vertikalkraft und niedriger Geschwindigkeit mit mehreren sprungartigen Schräglaufwinkelanstiegen unterschiedlicher Amplitude zwischen 0.1° und 2° angeregt wird. Dieses Verfahren wird zur Identifikation einer ausschließlich von der Vertikalkraft abhängigen Einlauflänge verwendet. Die Begründung, dass ein Schräglaufwinkelsprung der Anregung des Reifens am Fahrzeug am nächsten kommt, erscheint schlüssig. Die erforderliche niedrige Geschwindigkeit zur Durchführung dieser Methode hat jedoch in Bezug auf das transiente laterale Reifenverhalten zwei entscheidenden Nachteile: erstens ist zu erwarten, dass die niedrige Geschwindigkeit zu Phänomenen führt, welche bei für Fahrzeugversuche realistischen Geschwindigkeiten nicht oder in deutlich geringerer Ausprägung auftreten. Zweitens ist davon auszugehen, dass die Geschwindigkeit selber die Einlauflänge beeinflusst und diese sich somit bei der erforderlich niedrigen Geschwindigkeit nur unzureichend realitätsnah identifizieren lässt. Neben den diskutierten Prüfverfahren wird eine Modellierung des transienten Reifenverhaltens auf Basis der beobachteten Kraftantwort mit einem Verhalten zweiter Ordnung vorgestellt und der Parameter der Einlaufdämpfung D_α eingeführt. Dieser soll implizit die Steifigkeits- und Trägheitseigenschaften des mechanischen Systems berücksichtigen und sollte zur Gewährleistung einer überkritisch gedämpften Systemantwort im Wertebereich $D_\alpha > 1$ gewählt werden. In Hinblick auf die Kraftantwort erscheint dies zweckmäßig, liefert jedoch keine Einsichten in die tatsächlichen Mechanismen der transienten Kraftübertragung von Reifen.

DISKUSSION VON ANSÄTZEN ZUR SUBJEKTIVBEWERTUNG DES FAHRVERHALTENS

Die Übersetzung von Subjektivurteilen in objektive Kenngrößen, sowie allgemeine Methoden der Subjektivbeurteilung des Fahrverhaltens von Fahrzeugen, waren in der jüngeren Vergangenheit Gegenstand zahlreicher Untersuchungen. Diese Arbeit stützt sich auf einen integrierten und modellbasierten Objektivierungsansatz, wie er etwa von Huneke [Hun12] und Schimmel u. a. [Sch14] beschrieben wird. Inhaltlich überschneiden sich diese Ansätze stark mit dem Mess- und Simulationsvorgehen aus der Vergangenheit (vgl. beispielsweise [HH77]). Heutzutage können sie jedoch besser ein- und zugeordnet und zur Subjektivwertung korreliert werden. Sie bestehen aus einem kompakten Satz verhältnismäßig einfacher, open-loop Manöver, welche mit jedem Fahrzeug reproduzierbar durchführbar sind und speziell innerhalb einer Fahrzeugklasse einen objektiven Vergleich von Fahrzeugeigenschaften erlauben. Außerdem haben diese Ansätze den entscheidenden Vorteil, dass sie in der Konzept- und Serienentwicklung, sowie im Simulations- und Realversuch durchgängig anwendbar sind. Wenngleich zu diesem Thema nicht alle Fragestellungen abschließend beantwortet sind, wird hierauf in dieser Arbeit nicht näher eingegangen. An der Stelle sei auf aktuelle Literatur von Meyer-Tuve [Mey08], Zschocke [Zsc09], Schimmel [Sch10a] und Gutjahr [Gut14] zu diesem Thema verwiesen.

1.3. ZIELSTELLUNG UND STRUKTUR

Bereits aus der Motivation geht die Relevanz von Reifencharakteristika für die subjektive Bewertung des Gesamtfahrzeugverhaltens hervor. Außerdem wird klar, dass die objektive Beschreibung des Reifenverhaltens in Form von Berechnungsmodellen zu erheblichen Abweichungen zwischen gemessenem und gerechnetem Gesamtfahrzeugverhalten führt. Aus der umfassenden Literaturübersicht geht zudem hervor, dass auf dem Gebiet der Cha-



rakterisierung von Reifeneigenschaften auf Komponentenebene bereits zahlreiche Arbeiten existieren. Diese behandeln jedoch meist Teilaspekte, wie die Identifikation einzelner, wichtiger Reifeneigenschaften oder die Modellierung von Reifenphänomenen. Ein übergreifender, prozessualer Ansatz zur objektiven Beschreibung von Reifencharakteristika existiert bis dato nicht. Die Ziele dieser Arbeit sind demnach wie folgt definiert:

1. Exakte Definition der zu beschreibenden Reifencharakteristika
2. Verbesserung der Abbildungsgüte von Reifenberechnungsmodellen in der Fahrdynamik
3. Entwicklung von Einsichten in die Mechanismen der Kraftübertragung von Reifen
4. Entwicklung eines dedizierten Identifikationsprozesses für longitudinal- und lateraldynamische Reifencharakteristika

In Kapitel 2 werden zunächst die wissenschaftlichen Grundlagen zur Kraftübertragung von Reifen diskutiert, wobei insbesondere auf das Verhalten des Reifenoberflächenmaterial und die Reibungsmechanismen eingegangen wird. In den folgenden Abschnitten werden die Grundlagen der Dynamik von Kraftfahrzeugen, Modellierungsansätze und erforderliche Prüffelder dargelegt. Anschließend werden in Kapitel 3 Gesamtfahrzeugkenngrößen und zugehörige Fahrmanöver beschrieben, welche sich besonders zur Objektivierung der Fahrdynamik von Kraftfahrzeugen eignen. Charakteristische Kombinationen von Reifenzustandsgrößen werden auf Basis dieser Kenngrößen und Manöver im Gesamtfahrzeugversuch definiert. Hierzu wird das Versuchsfahrzeug mit einer umfassenden Messausrüstung ausgestattet. Kapitel 4 und Kapitel 5 gründen sich anschließend auf der in Abschnitt 3.3 beschriebenen Klassifikation von Reifencharakteristika in Struktur- und Reibgrößen. In Kapitel 4 werden Strukturgrößen mechanisch-analytisch beschrieben, wonach auf der Basis der so geschaffenen Einsichten in die wirksamen Mechanismen, dedizierte Prüfmethoden abgeleitet werden. Anschließend werden auf dieser Basis verschiedene Einflussgrößen auf Strukturgrößen experimentell untersucht und anhand der hergeleiteten Zusammenhänge analysiert. In Kapitel 5 wird die gleiche Vorgehensweise für Reibgrößen angewendet. Hierzu werden die im Haftzustand gültigen Zusammenhänge aus Kapitel 4 um ein Reibungsgesetz und somit um den partiellen Haft- und Gleitzustand erweitert. In Kapitel 6 werden schließlich die in den vorangegangenen Kapiteln beschriebenen Struktur- und Reibgrößen zu einem Gesamtreifenverhalten synthetisiert. Das so erhaltene Modellverhalten spiegelt das Reifenverhalten auf einer realen Fahrbahn unter den in Kapitel 3 beschriebenen Randbedingungen wider. Aufgrund der fehlenden Referenz auf Komponentenebene erfolgt die Validierung der Methode in Kapitel 7 auf Gesamtfahrzeugebene, indem die in Kapitel 3 beschriebenen Gesamtfahrzeugkenngrößen zwischen Messung und Rechnung verglichen werden. Hierzu wird zunächst die erforderliche Validität der Gesamtfahrzeugmodellierung untersucht und anschließend Messungen und Rechnungen für eine repräsentative Stichprobe von Reifen am gleichen Fahrzeug durchgeführt. Abschließend werden die Erkenntnisse und Ergebnisse in Kapitel 8 diskutiert und aus der Arbeit abzuleitende Handlungsempfehlungen sowie ein Ausblick im Forschungsbereich dargelegt. Diese Struktur, welche ebenfalls die Überführung von der realen in die virtuelle, sowie von der Gesamtfahrzeug- in die Reifenebene beinhaltet, ist in Abbildung 1.4 grafisch dargestellt.

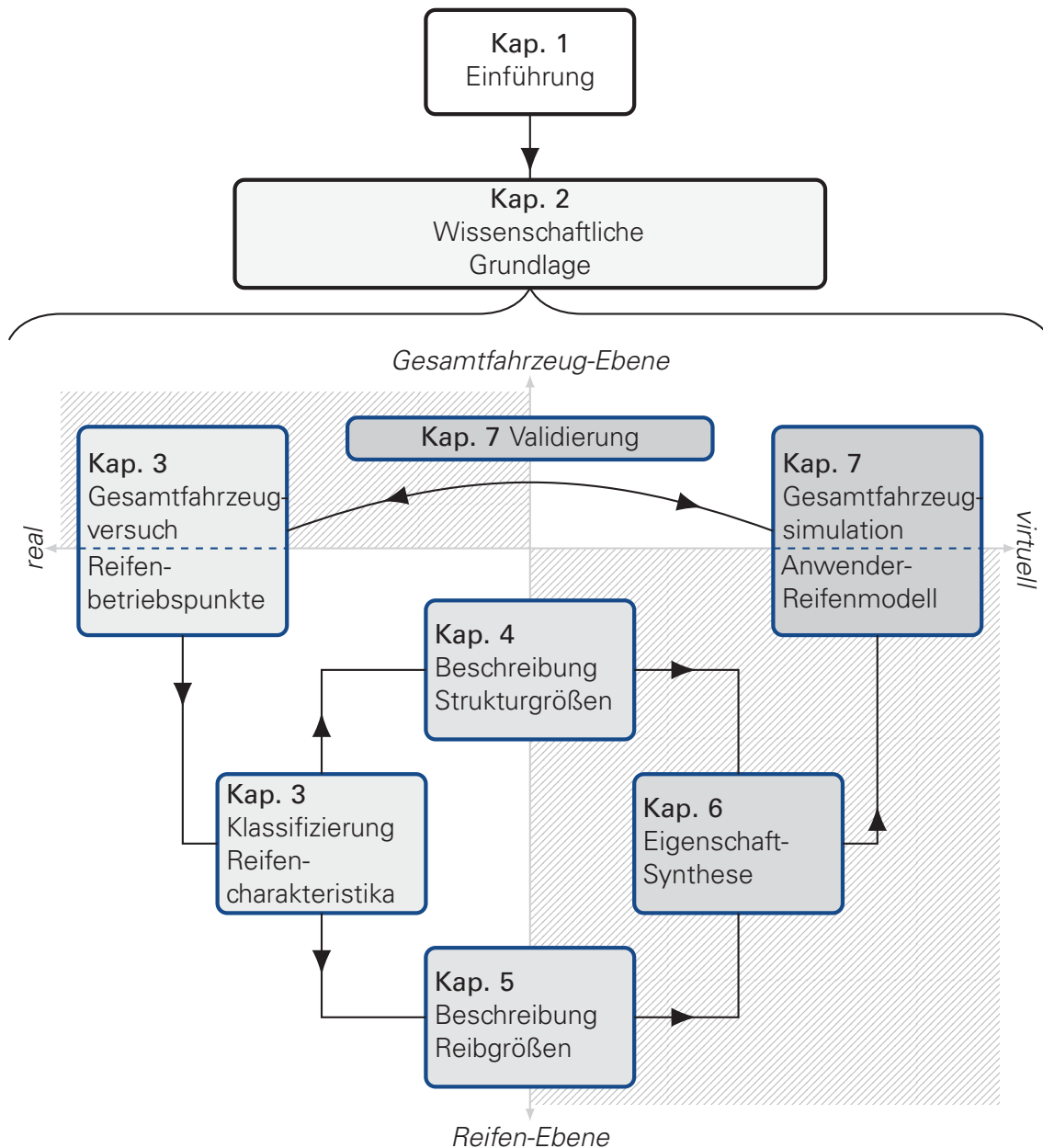


Abbildung 1.4.: Grafische Darstellung der Struktur der Arbeit



2. WISSENSCHAFTLICHE GRUNDLAGE





Sowohl zum Thema der Kraftübertragung zwischen Reifen und Fahrbahn, als zur Wechselwirkung von Reifen- und Gesamtfahrzeugeigenschaften besteht eine Vielzahl an Literaturquellen. Diese Arbeit befasst sich, dem vorangegangenen Kapitel 1 entsprechend, mit dem longitudinal- und lateraldynamischen Reifenverhalten zur Beschreibung und Vorhersage der Gesamtfahrzeugdynamik. In diesem Kapitel wird näher auf die wissenschaftliche Grundlage eingegangen, welche zur Analyse und zum anschließenden Verständnis der am Reifen und in der Reifenkontaktfläche auftretenden Mechanismen und deren Wechselwirkung mit dem Gesamtfahrzeug erforderlich ist. Hierzu wird zunächst in Abschnitt 2.1 auf die Kraftübertragung zwischen Reifen und Fahrbahn und in den folgenden Unterabschnitten auf den Reifenaufbau, die Kontaktfläche und Kontaktbedingungen, die wirksamen Reibungsmechanismen sowie die Wechselwirkung von Reifenoberflächenmaterial mit der Fahrbahnoberfläche eingegangen. Das für die Kraftübertragung von Reifen maßgebliche visko-elastische Materialverhalten des Reifenoberflächenmaterials wird in Unterabschnitt 2.1.4 eingehend diskutiert. Anschließend werden die Erkenntnisse in Abschnitt 2.2 auf das Gesamtfahrzeug bezogen. Hierzu wird auf Grundlagen der Fahrdynamik von Kraftfahrzeugen in der horizontalen Ebene eingegangen. In Abschnitt 2.3 werden Grundlagen der Gesamtfahrzeugmodellierung sowie der Reifenmodellierung dargelegt und existierende Modellansätze hinsichtlich ihrer Zweckmäßigkeit und Prozessanforderungen gegenübergestellt.

2.1. KRAFTÜBERTRAGUNG ZWISCHEN REIFEN UND FAHRBAHN

An der Kraftübertragung zwischen Reifen und Fahrbahn sind grundsätzlich alle Bestandteile des Reifens beteiligt, angefangen vom Reifenaufbau, über die tragende Luftfeder in Form des Reifeninnendruckes bis hin zu den in direktem Kontakt zur Fahrbahnoberfläche stehenden Profilelementen. In Unterabschnitt 2.1.1 wird zunächst der Reifenaufbau und dessen Einfluss auf die Kraftübertragung zwischen Reifen und Fahrbahn beschrieben. Anschließend wird in Unterabschnitt 2.1.2 näher auf die sich unter den jeweiligen Betriebsbedingungen ausprägende Reifenkontaktfläche und die Kontaktbedingungen zur Fahrbahnoberfläche eingegangen. Es wird zwischen der augenscheinlichen, makroskopischen Kontaktfläche und der effektiven, mikroskopischen Kontaktfläche unterschieden und es wird darauf eingegangen, wie sich beide auf die Kraftübertragung auswirken. Die Kontaktkinematik unter longitudinaler und lateraler Beanspruchung und sich folglich ergebenden Schubspannungen werden in Unterabschnitt 2.1.3 dargelegt. Besonderer Bedeutung kommt in der Betrachtung der Kraftübertragung zwischen Reifen und Fahrbahn die Begrenzung von kinematischen Schubspannungen durch das von der Paarung des Reifens mit der Fahrbahnoberfläche zur Verfügung gestellte Reibungspotenzial und die Reibungsmechanismen im Allgemeinen zu. Nachdem die grundlegenden Reibungsmechanismen ein eigenes Forschungsgebiet innerhalb der Physik darstellen und sich diese Arbeit vordergründig mit dem Prozess der Beschreibung von Gesamtreifencharakteristika befasst, wird zur Reibung zwischen Reifen- und Fahrbahnoberfläche eine umfassende Literaturübersicht gegeben. Die grundlegende Betrachtung der Reifenkraftübertragung wird schließlich mit einer Diskussion der Erkenntnisse abgerundet. Die Analysen im weiteren Verlauf dieser Arbeit beziehen sich auf den in Abschnitt 2.1 dargestellten argumentativen Kreislauf zur Betrachtung der Kraftübertragung zwischen Reifen und Fahrbahn. Argumentativ wird demnach von einer Geschwindigkeitsdifferenz Δv_x in longitudinaler, respektive Δv_y in lateraler Richtung auf Gesamtfahrzeugebene zwischen Radmittelpunkt und Fahrbahnoberfläche ausgegangen. Die Geschwindigkeitsdifferenz wird vom aktuellen Fahrzustand des Fahrzeuges hervorgerufen. Im Radsystem führt der Geschwindigkeitsunterschied zur Entstehung von kinematischem Schlupf κ , respektive zum kinematischen Schräglaufwinkel α_0 und anschließend zu Deformationen im Reifenoberflächenmaterial x_D , respektive y_D . Entsprechend den Eigenschaften des Oberflächenmaterials entstehen Schubspannungen γ_x und γ_y und schließlich Kräfte F_x und F_y in der Reifenkon-

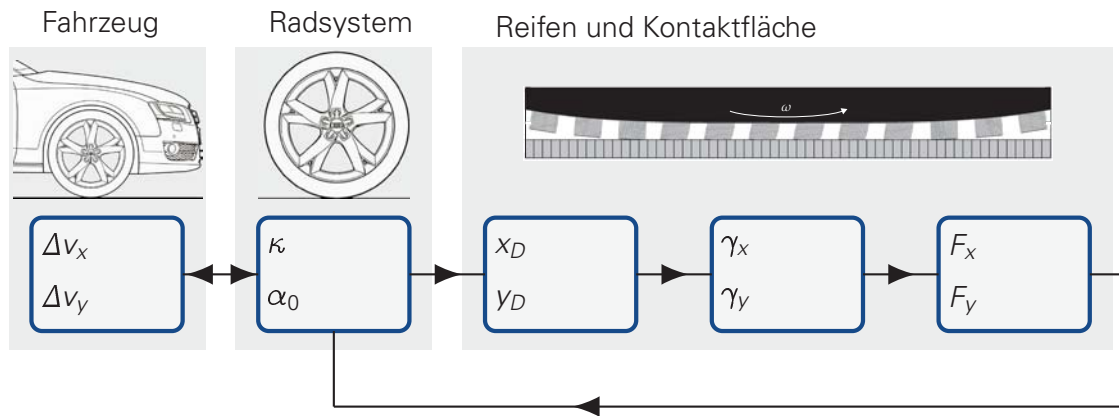


Abbildung 2.1.: Schematische Darstellung des argumentativen Kreislaufes der Kraftübertragung von Reifen. Bild rechts nach [Mol10].

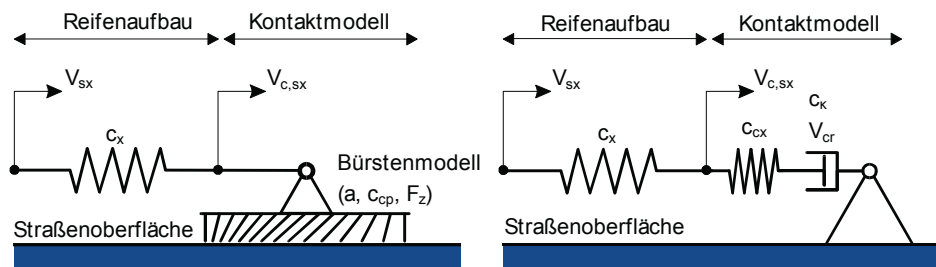


Abbildung 2.2.: Darstellung des Reifenaufbaus und der Kontaktfläche als mechanisches Ersatzsystem, nach [Zeg98].

taktfläche. Diese Kräfte werden anschließend über den Reifenaufbau, die Felge und die Radführung zurück in das Fahrzeug eingeleitet. Die Kraftwirkung wiederum bewirkt eine Beschleunigung des Fahrzeuges, welche zu einer Änderung der Relativgeschwindigkeiten führt. Dieser Kreislauf kann prinzipiell an jeder Stelle geschnitten werden. Demnach ist eine Betrachtung der Schlupfentstehung aufgrund von Krafteinwirkung genauso zulässig, wie die hier verwendete Betrachtung der Kraftübertragung durch kinematische Bewegungszustände.

2.1.1. REIFENAUFBAU UND EINFLUSS AUF DIE KRAFTÜBERTRAGUNG

Der Reifenaufbau stellt die Verbindung zwischen der direkt mit dem Fahrzeug verbundenen Felge und der in Verbindung zur Fahrbahn stehenden Reifenkontaktfläche dar. Entsprechend beeinflusst der Reifenaufbau die Kraftübertragung, insbesondere jedoch in lateraler Richtung und bei dynamischer Anregung. Dieser Einfluss besteht darin, dass der Reifenaufbau unter Krafteinwirkung seinen Stationärzustand erst nach einer bestimmten Abrolldistanz erreicht und bis dahin die Geschwindigkeitsverhältnisse in der Kontaktfläche beeinflusst. Dieses transiente Verhalten wurde erstmalig zur Analyse von sogenannten Flutterphänomenen bei Flugzeugreifen in den 1940' er Jahren untersucht, u.a. durch Schlippe u. a. [SD42]. Abbildung 2.2 zeigt auf schematischer Weise den Reifenaufbau und die Kontaktfläche als mechanisches Ersatzsystem nach Zegelaar [Zeg98]. Das Bürstenmodell in der linken Darstellung ist in der rechten Darstellung durch eine gelenkige Lagerung und ein effektives Feder-Dämpfer-Element ersetzt. Der Unterschied zwischen beiden Ersatzsystemen für die dynamische

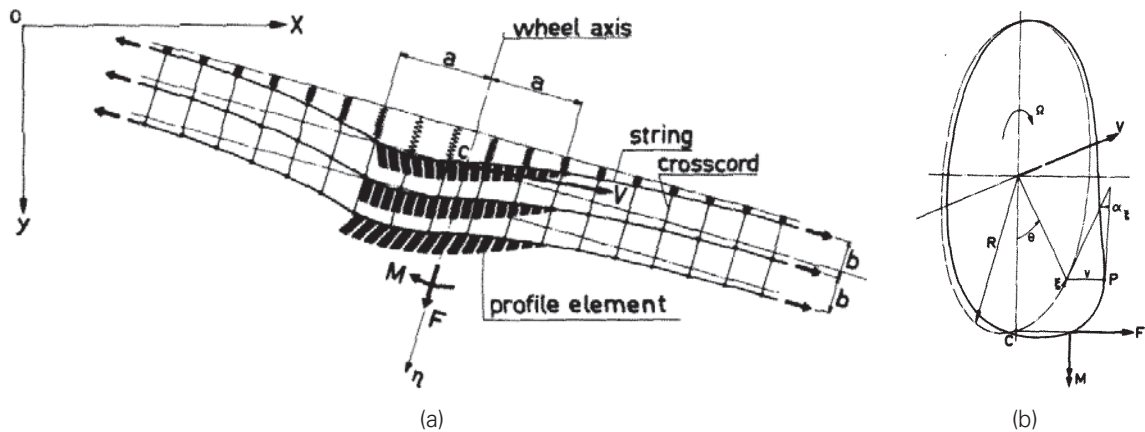


Abbildung 2.3.: Schematische Darstellung der Deformation des Reifenaufbaus in (a) Draufsicht und (b) Ansicht von hinten. Deutlich sichtbar ist die Lateraldeformation und das schematisch dargestellte Deformationsmuster in der Kontaktfläche, beide aus [Pac66].

Kraftübertragung zwischen Reifen und Fahrbahn besteht darin, dass in der linken Darstellung die kontaktkinematischen Vorgänge in der Reifenkontaktfläche berücksichtigt werden. In der rechten Darstellung jedoch spielen lediglich die strukturellen Eigenschaften des Reifenaufbaus eine Rolle, hier dargestellt in Form einer Feder. Die Differentialgleichung zu dieser vereinfachten Darstellung ist eine Funktion erster Ordnung, in Übereinstimmung mit vielen Literaturstellen [Böh85; PS91; Zeg98; Ril06].

Pacejka [Pac66] analysiert und beschreibt den Einfluss des Reifenaufbaus eingehend anhand eines erweiterten Modells eines sogenannten Stretched Strings. Er stellt fest, dass die Form des Reifenaufbaus, insbesondere im Bereich der Reifenkontaktfläche, bereits bei der stationären Kraftübertragung zwischen Reifen und Fahrbahn in lateraler Richtung eine große Rolle spielt, [PS91]. In aktuelleren Veröffentlichungen, wie bspw. Pacejka [Pac12], wird der Einfluss des Reifenaufbaus auf die stationäre Kraftübertragung qualitativ angegeben, jedoch nicht näher diskutiert. Die Form des Reifenaufbaus im Bereich der Kontaktfläche wurde ebenfalls von Erdogan [Erd09] untersucht. Erdogan führt hierzu Experimente durch, bei denen eine Sensorik an den Reifenseitenwänden angebracht wurde. Die so ermittelte Verformung des Reifenaufbaus unter lateraler Beanspruchung stimmt qualitativ mit den in Abbildung 2.3 dargestellten schematischen Ansichten eines mit einer Biegesteifigkeit versehenen Stretched Strings überein. Hanada u. a. [HNM89] beschreibt, wie sich konstruktive Eigenschaften des Reifens auf die jeweiligen Reifensteifigkeiten auswirken, mit dem Fokus auf Beschreibung des Phasenverzuges zwischen Schräglaufwinkel und Lateralkraft. Er stellt fest, dass insbesondere die Biege-, Radial- und Lateralsteifigkeit, sowie die torsionale Steifigkeit des Reifenaufbaus sich auf den Phasenverzug auswirken. Bezogen auf konstruktive Eigenschaften des Reifens kommt er zu folgenden Schlussfolgerungen:

1. Der Reifeninnendruck p_i hat einen maßgeblichen Einfluss auf die Vertikalsteifigkeit c_z
2. Insbesondere die Textilcordeinlage und der Wulstverstärker haben maßgeblichen Einfluss auf die Lateralsteifigkeit c_y
3. Das Volumen und die Eigenschaften des Elastomermaterials im Bereich der Reifenschulter und der Seitenwand haben maßgeblichen Einfluss auf die torsionale Steifigkeit c_θ



Akasaka u. a. [AKS85] schließlich stellt fest, dass die experimentell ermittelte Biegesteifigkeit des Reifengürtels wesentlich niedriger ist, als jene, die sich aus Analyse der Einzelbestandteile berechnen lässt. Somit kann festgehalten werden, dass während der Einfluss des Reifenaufbaus auf das transiente Reifenverhalten feststeht, dieser in Hinblick auf die stationäre Kraftübertragung oft vernachlässigt wird. Außerdem stellt die Beschreibung der Deformationseigenschaften des Reifenaufbaus eine besondere Herausforderung dar, bei der eine Übereinstimmung zwischen Messung und Rechnung nur unzureichend erreicht wird.

2.1.2. REIFENKONTAKTFLÄCHE UND KONTAKTBEDINGUNGEN

Nachdem die Kontaktfläche die einzige Berührungsfläche zwischen Reifen und Fahrbahnoberfläche darstellt, ist sie von elementarer Bedeutung für die Kraftübertragung. Dabei wird zunächst unterschieden zwischen der makroskopischen Kontaktfläche, welche mit bloßem Auge erfasst werden kann, und der mikroskopischen oder tatsächlichen Kontaktfläche, welche nur in begrenztem Maße bspw. mithilfe von Kontaktdruckmessungen ermittelt werden kann. Beide Betrachtungsweisen der Kontaktflächen haben gleichermaßen ihre Berechtigung. Tritt beim Eintreten eines Profilelementes in die Kontaktfläche auf mikroskopischer Ebene ein Kontakt zwischen Reifenmaterial und Fahrbahnoberfläche auf, so kann, sofern kein Gleiten auftritt, davon ausgegangen werden, dass dieser bis zum Verlassen der Kontaktfläche existiert. Eine Kraftübertragung in der mikroskopischen Kontaktfläche kann demnach über der von der makroskopischen Kontaktfläche und Abrollgeschwindigkeit definierten Verweildauer stattfinden. Somit kann festgehalten werden, dass die mikroskopische Kontaktfläche besonders über die Reibungsphänomene, die makroskopische Kontaktfläche jedoch über die Wirkdauer der kinematischen Deformationsmechanismen und die Beanspruchung des Reifenaufbaus durch die Kraftübertragung entscheidet.

DIE MAKROSKOPISCHE KONTAKTFLÄCHE UND VERTEILUNG DER FLÄCHENPRESSUNG

Die makroskopische Kontaktfläche kann entweder, mithilfe von Kontaktdruckmessungen [Köh02], experimentell ermittelt werden, oder mittels Rechnung bestimmt werden. Zur Berechnung der Kontaktfläche existieren unterschiedliche Ansätze. Zu unterscheiden sind Finite-Elemente-Modelle [OW12], Vielteilchenmodelle [Böh66; Gle01] und modale Ansätze [TM09]. Sowohl auf Basis der experimentellen Ermittlung der Kontaktdruckverteilung am rollenden Reifen durch Köhne [Köh02], als auf Basis der Untersuchungen von Tsotras u. a. [TM09] und Gong [Gon93] ist ersichtlich, dass der Kontaktdruck innerhalb der Kontaktfläche als weitestgehend homogen angenommen werden kann. Unter gängigen Betriebsbedingungen, insbesondere hinsichtlich des Innendrucks, findet ausschließlich an den örtlich begrenzten Rändern eine deutliche Abnahme des Kontaktdrucks statt. Die makroskopische Kontaktfläche spielt hauptsächlich für die kinematischen Deformationsmechanismen eine entscheidende Rolle.

DIE MIKROSKOPISCHE KONTAKTFLÄCHE

Tatsächlicher Kontakt zwischen Reifenoberflächenmaterial und Fahrbahnoberfläche ist nicht in der vollständigen makroskopischen Kontaktfläche möglich. Aufgrund der Steifigkeit und Rauheit beider Kontaktpartner kommt es nur in einem begrenzten Teil der Kontaktfläche zu einem tatsächlichen Kontakt. In Abbildung 2.4(a) ist dieses Phänomen schematisch für eine selbst-affine Oberfläche, in Abbildung 2.4(b) fotografisch für einen Elastomerblock aus PDMS¹ dargestellt. Persson u. a. [Per04] legt dar wie die mikroskopische Kontaktfläche auf Basis von Oberflächenrauheit und der Materialsteifigkeit mathematisch beschrieben werden

¹ Poly-DiMethyl-Siloxane

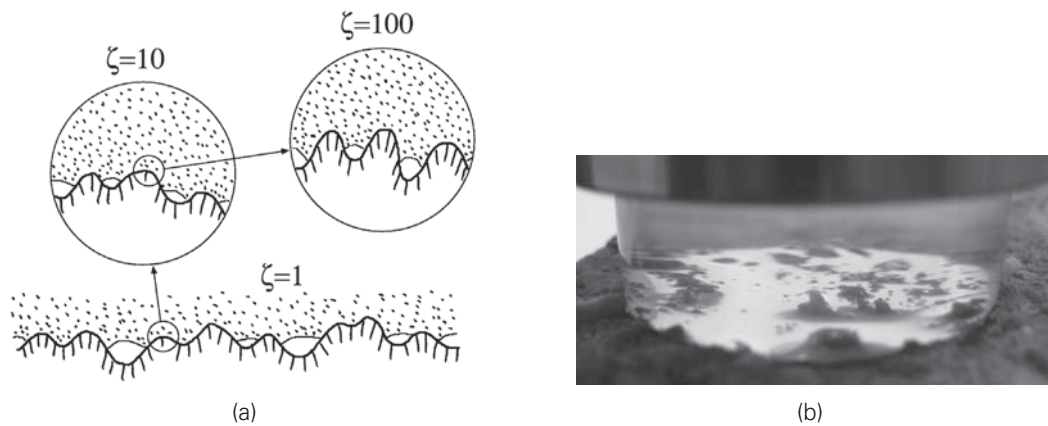


Abbildung 2.4.: Darstellung der effektiven Kontaktfläche. (a) Schematische Darstellung der Kontaktfläche eines Profilblocks auf einer selbst-affinen Oberfläche bei verschiedenen Vergrößerungen, [Per05a] und (b) fotografische Darstellung eines Elastomerblocks aus PDMS auf einer rauen Oberfläche, [Lor12]. Nur in den dunklen Bereichen besteht Kontakt zwischen Elastomer und Oberfläche.

kann. Er beschreibt ebenfalls, dass die mikroskopische Kontaktfläche bei dynamischer Materialanregung um mehrere Größenordnungen kleiner ausfällt, als bei unendlicher stationärer Kontaktzeit. Gemäß der Theorie von Persson beschreibt Lorenz [Lor12], dass der effektive Kontaktdruck an den Spitzen den durchschnittlichen makroskopischen Kontaktdruck um ein vielfaches überschreitet. Dieser Umstand führt nach Lorenz dazu, dass Zwischenmedien stärker aus diesen Regionen herausgedrückt werden und sich entsprechend auch bei nassen Fahrbahnen Adhäsionsreibung ausprägen kann. Lorenz [Lor12] beschreibt und weist experimentell nach, wie sich die mikroskopische Kontaktfläche mit zunehmender Gleitgeschwindigkeit weiter verringert. Die mikroskopische Kontaktfläche hat einen maßgeblichen Einfluss auf die Reibungsmechanismen, wie in Unterabschnitt 2.1.5 näher ausgeführt wird.

2.1.3. DEFORMATIONSKINEMATIK

Beim Abrollen eines Luftreifens auf einer ebenen Fahrbahn ergibt sich eine mehrdimensionale Deformationskinematik. Zunächst erfährt der Reifen eine Abplattung bei wirkender Vertikalkraft im Radmittelpunkt. Dieses Phänomen wurde bereits von Rotta [Rot49] und Böhm [Böh66] festgestellt und theoretisch beschrieben, erst jedoch von Fach [Fac00] messtechnisch erfasst und quantifiziert. Außerdem führt eine longitudinale oder laterale Beanspruchung des Reifens zu Deformationen im Reifenoberflächenmaterial. Mithilfe einer dedizierten Sensorik untersucht Fach die Bewegung zwischen Reifenoberflächenmaterial und einer ebenen Fahrbahnoberfläche. Die gemessenen Bewegungen sind in Abbildung 2.5 dargestellt. Erkennbar sind die annähernd lineare Gleitbewegung in longitudinaler Richtung, während die Gleitbewegung in lateraler Richtung eine deutlich nicht-lineare Ausprägung hat. Darüber hinaus gibt Fach in longitudinaler Richtung bei $F_x=800$ N einen Haftbereich an, in dem keine bis kaum Relativbewegung zwischen Reifenoberflächenmaterial und Fahrbahn stattfindet. Dieser Bereich ist bei $F_y=800$ N ebenfalls erkennbar und von gleicher Größenordnung. Wenngleich hierauf von Fach nicht explizit näher eingegangen wird, gilt festzuhalten, dass die exakte Bestimmung des Anfangs der Kontaktzone unter longitudinaler Beanspruchung nur mit Einschränkungen möglich ist. Aus diesem Grund ist eine exakte Zuordnung von Haft- und Gleitzonen in diesem Zustand nicht länger möglich. Auch Köhne [Köh02] beschäftigt

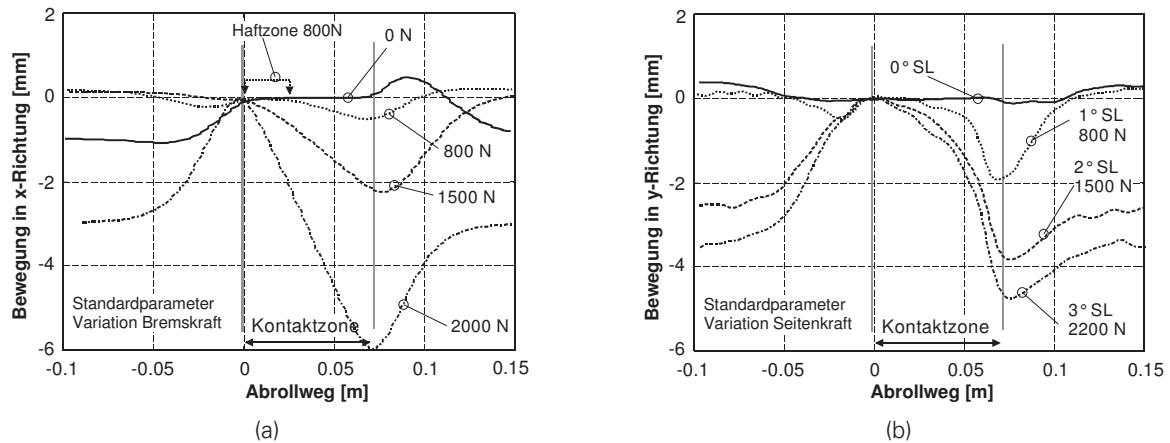


Abbildung 2.5.: Darstellung der experimentell ermittelten Deformationskinematik in (a) longitudinaler Richtung bei Umfangsschlupf und (b) in lateraler Richtung unter Einwirkung eines Schräglaufwinkels, [Fac00]

sich mit der Vermessung von Spannungen in der Reifenkontaktfläche und entwickelt dazu einen dedizierten Prüfstand. Die von Köhne erzeugten Darstellungen sind quantitativ jedoch nur schwer interpretierbar. Im Gegensatz dazu liefern die von Wei u. a. [WOS12] erstellten Darstellungen der Schubspannungsverteilung unter lateraler Beanspruchung auf Basis eines Finite-Elementen-Modells auf grafische Weise Einblicke in die örtliche Zuordnung der Kraftübertragung zwischen Reifen und Fahrbahn.

Rill [Ril94] und Pacejka u. a. [PS91] gehen näher auf die Herleitung dieser Kraftübertragung zwischen Reifen und Fahrbahn auf Basis von Überlegungen hinsichtlich der Deformationskinematik innerhalb der Reifenkontaktfläche ein. Auf diese Weise werden Ansätze zur Berechnung von Kräften und Momenten in einer ebenen, makroskopischen Kontaktfläche hergeleitet. Gäfvert u. a. [GS03] und Guo u. a. [GL07] leiten auf dieser Basis ebenfalls Modellansätze zur Beschreibung der Kraftübertragung zwischen Reifen und Fahrbahn her. Moldenhauer [Mol10] untersucht und modelliert den Kontakt von Profilblöcken unter Kraftbeanspruchung. In Abbildung 2.6 ist die gerechnete Deformation eines Profilblockes innerhalb der Kontaktfläche für zwei unterschiedliche Umfangsschlupfzustände dargestellt. Ersichtlich ist, dass die Deformation bei kleinen Schlupfwerten zunächst linear verläuft, bei großen Schlupfwerten jedoch durch die örtliche Flächenpressung und das verfügbare Reibungspotenzial begrenzt wird. Entscheidend für die Kraftübertragung zwischen Reifen und Fahrbahn sind demnach die Geschwindigkeitsverhältnisse in der Reifenkontaktfläche, da diese mit der Verweildauer über die erreichbaren Deformationen bestimmen. Auf Kontaktebene ist die übertragene Kraft nur von den Deformationen bzw. Schubspannungen abhängig und weist somit eine Ähnlichkeit zu einer Feder auf. Aufgrund der Tatsache, dass diese Schubspannungen mit der Kontaktdauer von den Geschwindigkeitsverhältnisse innerhalb der Kontaktfläche abhängen, verhält sich der Reifen bei $\Omega \neq 0$ auf globaler Ebene jedoch wie ein Dämpfer. Die Kraft wird beim abrollenden Reifen in Abhängigkeit einer Geschwindigkeitsdifferenz erzeugt. Dieses Erkenntnis kann anschließend in Anwendungen auf Gesamtfahrzeugebene genutzt werden, wie bspw. von Rosenberger [Ros14].

2.1.4. VISKO-ELASTISCHES MATERIALVERHALTEN UND SCHUBSPANNUNGEN

Kinematische Schubdeformationen, die sich aufgrund der wirkenden Schlupfbeanspruchung in der Reifenkontaktfläche ergeben, werden erst durch den jeweiligen komplexen Schubmodul in Schubspannungen transformiert. Der Schubmodul ist dabei keine Materialkonstante,

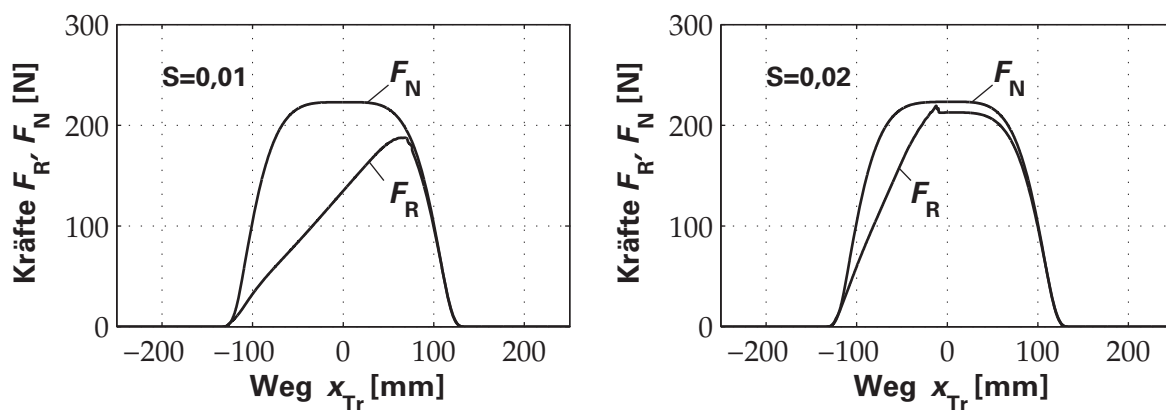


Abbildung 2.6.: Darstellung der gerechneten Deformation innerhalb eines Profilblockes bei longitudinaler Beanspruchung für zwei unterschiedlich große Schlupfzustände, [Mol10].

sondern abhängig vom jeweiligen stationären und instationären Belastungszustand. In den folgenden Abschnitten wird zunächst auf die Materialzusammensetzung des Reifenoberflächenmaterials und anschließend auf dessen visko-elastischen Eigenschaften und Abhängigkeiten eingegangen.

MATERIALZUSAMMENSETZUNG

Reifenoberflächenmaterial ist ein Verbundmaterial und besteht zu circa 60% aus einer Mischung Kautschuk natürlicher und synthetischer Herkunft, zu etwa 30% aus Füllstoffen wie Ruß oder Silikat und des Weiteren aus Weichmachern und Chemikalien. Zunächst werden die Bestandteile bei hoher Temperatur zu einem viskosen Gemisch vermengt. Anschließend wird Schwefel zugeführt, der bei der späteren Reifenfertigung durch Vulkanisation die Polymerstränge des Kautschuckmaterials mittels festigender Schwefelbrücken gegenseitig mit einander verbindet. Die Füllstoffe tragen zu einer weiteren Erhöhung der Materialfestigkeit bei, wie bspw. von Payne [Pay62b] untersucht wurde. Die Idee zur Verstärkung der vulkanisierten Polymernetzwerken mittels Füllstoffe geht dabei auf eine erste Idee von Einstein zurück, [VH01].

WICHTIGE KENNGRÖSSEN DES ELASTOMERVERHALTENS

Für die Kraftübertragung zwischen Reifen und Fahrbahn sind insbesondere die dynamischen Steifigkeitseigenschaften des Elastomermaterials von Bedeutung. Vereinfacht kann das Material als Kelvin-Voigt-Modell, d.h. Parallelschaltung von Feder- und Dämpferelement, dargestellt werden. Für die kraftübertragenden Reibungsmechanismen, auf denen im anschließenden Unterabschnitt 2.1.5 näher eingegangen wird, sind speziell der komplexe Modul E^* , Speichermodul E' , Verlustmodul E'' , sowie deren Schubäquivalenten komplexer Schubmodul G^* , elastischer Anteil des Schubmoduls G' und viskoser Anteil des Schubmoduls G'' von Bedeutung.



$$\sigma_M = \frac{F}{A} \quad (2.1)$$

$$\epsilon = \frac{\Delta l}{l_0} \quad (2.2)$$

$$E^* = \frac{\sigma}{\epsilon} = E' + i E'' \quad (2.3)$$

$$G^* = \frac{E^*}{2(1 + \nu)} \quad (2.4)$$

Aus einer DMA² können die erforderlichen Größen einfach berechnet werden. Benötigt werden hierzu neben den oben beschriebenen Größen noch der Verlustwinkel δ_M , der den Phasenwinkel zwischen Spannung σ_M und Dehnung ϵ darstellt. Der Verlustfaktor wird aus der Tangente des Verlustwinkels $\tan \delta_M$, Speicher- und Verlustmodul mittels trigonometrischer Beziehungen gemäß Gleichung 2.5 und (2.6) berechnet.

$$E' = E^* \cos \delta_M \quad (2.5)$$

$$E'' = E^* \sin \delta_M \quad (2.6)$$

Der Verlustfaktor ist deshalb für die hysteresebedingte Kraftübertragung von großer Bedeutung, weil dessen Maximum das optimale Verhältnis zwischen Materialsteifigkeit und -dämpfung darstellt. Unterhalb des Maximums steigt der Verlustmodul i.d.R. zwar an, das Material wird jedoch überproportional steifer. Hierdurch ist bei gleicher Beanspruchung der Deformationsweg, und entsprechend bei gleicher Periodenlänge auch die Deformationsgeschwindigkeit, geringer. Demzufolge ist die effektive Dämpfungsleistung in diesem Zustand im Vergleich zum Maximum des Verlustmoduls reduziert. Oberhalb des Maximums ist das Verhalten exakt umgekehrt. Hier ist der Verlustmodul geringer und dessen Abnahme wird im Vergleich zum Maximum nicht vollständig durch erhöhte Deformationsgeschwindigkeiten kompensiert. Charakteristische Verläufe der Materialkenngrößen sind in Abbildung 2.7(a) über der Materialtemperatur und in Abbildung 2.7(b) über der mithilfe der WLF-Transformation (vgl. Gleichung 2.9) erhaltene Anregungsfrequenz dargestellt. Es leuchtet ein, dass der Verlustfaktor für optimale Kraftübertragung möglichst hoch, für einen geringen Rollwiderstand jedoch möglichst niedrig sein soll. Sofern sich die Wirkbereiche der den zugrunde liegenden Mechanismen sich überschneiden bzw. nicht unabhängig voneinander sind, stellt dies ein Zielkonflikt in der Reifenentwicklung dar. Dies gilt besonders für den Zielkonflikt zwischen Rollwiderstand und Nassgriff, wie bspw. von Schulze u. a. [Sch10b] geschildert wird. Des Weiteren ist die annähernde Inkompressibilität von Elastomeren von großer Bedeutung für die Kraftübertragung zwischen Reifen und Fahrbahn. Demzufolge ist die Querkontraktionszahl von Elastomeren $\nu \approx 0.5$ und gilt für den Schubmodul in Zusammenhang mit der angenommenen Isotropie des Elastomers Gleichung 2.7. Der Schubmodul G^* ist für die Kraftübertragung in longitudinaler und lateraler Richtung maßgeblich. Demnach reicht zur Charakterisierung des Reifenoberflächenmaterials hinsichtlich der Kraftübertragungseigenschaften eine Untersuchung des Elastizitätsmoduls aus.

$$G^* \approx \frac{E}{3} \quad (2.7)$$

TEMPERATURABHÄNGIGKEIT

Das visko-elastische Materialverhalten ist stark temperaturabhängig und zeichnet sich durch eine Glasübergangsphase aus. Der Übergang erfolgt zwischen der energie-elastischen Phase und der entropie-elastischen Phase und ist für die Kraftübertragung zwischen Reifen und

²Dynamisch-Mechanische Analyse, siehe bspw. [LYK05]

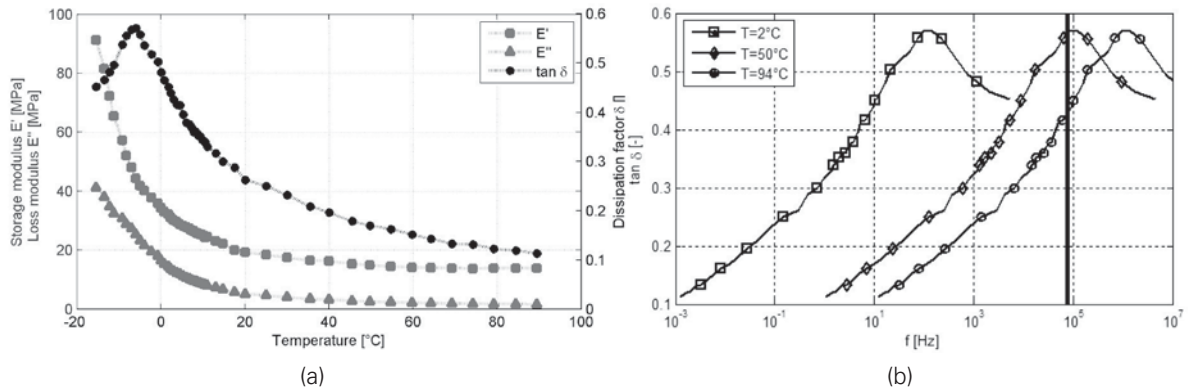


Abbildung 2.7.: Darstellung der experimentellen Ergebnisse des Speichermoduls, Verlustmoduls und Verlustfaktors in Abhängigkeit (a) der Materialtemperatur bei einer konstanten Anregungsfrequenz von 10 Hz und (b) der mittels Transformation erhaltene Anregungsfrequenz des visko-elastischen Materialverhaltens, [AvP14].

Fahrbahn deswegen von großer Bedeutung, weil gerade in diesem Bereich der Quotient aus Verlust- und Speichermodul einen hohen Wert aufweist, welches den Reibungsmechanismen zu Gute kommt (vgl. Unterabschnitt 2.1.5). Dieser Bereich ist in Abbildung 2.7(a) gerade noch erkennbar, nachdem das Maximum des Verlustfaktors bei ca. -6° erreicht wird.

FREQUENZABHÄNGIGKEIT

Bereits früh wurde erkannt, dass sich die Anregungsfrequenz im Vergleich zur Materialtemperatur reziprok auf das visko-elastische Materialverhalten auswirkt. Demnach kommt der Einfluss einer Erhöhung der Anregungsfrequenz dem einer Abnahme der Materialtemperatur gleich. Besonders Williams u. a. [WLF55] haben dieses Phänomen untersucht und in Form der nach ihnen benannten empirischen WLF-Gleichung beschrieben. Mittels dieser Gleichung ist es möglich, in Abhängigkeit der Materialtemperatur T gemessenes Materialverhalten in den Bereich anderer Anregungen zu transformieren. Hierzu wird Skalierungsgröße a_T bestimmt, auf Basis von in Experimenten bei konstanter Anregungsfrequenz f_0 identifizierten Parameter C_1 , C_2 und anschließend mithilfe von Gleichung 2.9 in das Verhalten bei der Zielfrequenz f_s transformiert.

$$\log a_T = C_1 \frac{T - T_{Ref}}{C_2 (T - T_{Ref})} \quad (2.8)$$

$$f_s = a_T f_0 \quad (2.9)$$

Dies ist deswegen von großer Bedeutung, weil das visko-elastische Materialverhalten aus prüftechnischen Gründen je nach Prüfvorrichtung bei höchstens 10^2 Hz gemessen wird, dessen Anwendungsbereich hinsichtlich der Elastomerreibungsphänomene jedoch eher im Bereich 10^4 Hz bis 10^6 Hz liegt, während die Temperaturbereiche ähnlich sind, [AvP14]. Die Abhängigkeit des Verlustfaktors $\tan \delta_M$ von der transformierten Anregungsfrequenz ist in Abbildung 2.7(b) dargestellt.

AMPLITUDENABHÄNGIGKEIT: DER PAYNE-EFFEKT

Abweichend vom Hookeschen Gesetz verhalten sich gefüllte Elastomere nicht-linear mit zunehmender Dehnung. Die Amplitudenabhängigkeit der visko-elastischen Eigenschaften

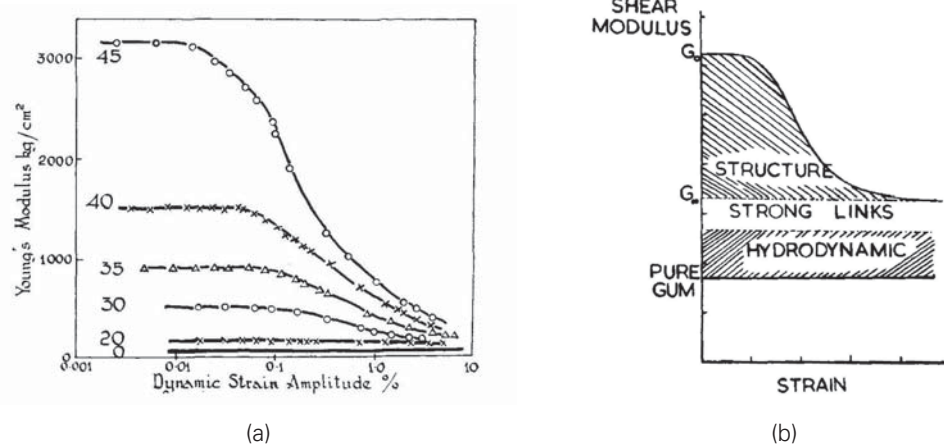


Abbildung 2.8.: Darstellung der Amplitudenabhängigkeit des elastischen Elastomerverhaltens. (a) Quantitative Darstellung des komplexen Elastizitätsmoduls auf Basis von Zugspannungsmessungen von kreiszylindrischen russgefüllten Elastomerproben mit verschiedenen Russanteilen, [Pay62b] und (b) qualitative Darstellung des Schubmoduls von gefüllten Elastomeren im Vergleich zum reinen Kautschuk, unter Angabe der jeweiligen Zusatzanteile, [Pay62a]

von Elastomeren ist seit den 1940'er Jahren Gegenstand intensiver Forschung. In dieser Zeit untersuchten u.a. Mooney [Moo40] und Rivlin [Riv48] wie sich gefüllte Elastomere unter zyklischer Beanspruchung mit unterschiedlichen Amplituden verhalten. Payne [Pay62b] stellt daraufhin fest, dass sich sowohl der viskose als der elastische Anteil des dynamischen Schubmoduls von mit Russ gefüllten Naturkautschukvulkanisaten mit der Amplitude einer Oszillation ändern, welches in Abbildung 2.8(a) dargestellt ist. Diese Abhängigkeit ist für die Kraftübertragung zwischen Reifen und Fahrbahn deswegen von Bedeutung, weil sich aufgrund der im vorangegangenen Unterabschnitt 2.1.3 beschriebenen kinematischen Mechanismen, sowie bei unterschiedlichen Reibungsverhältnissen, Dehnungen unterschiedlicher Amplitude ergeben. Diese bewegen sich, wie von Kendziorra u. a. [KMW07] beschrieben, teilweise bis weit außerhalb des von Payne dargestellten Linearbereich, welcher bei einer Dehnung $<1\%$ angenommen werden kann. Die Amplitudenabhängigkeit des dynamischen Schubmoduls erklärt Payne mit einer Kombination zweier Effekte. So besteht erstens eine hydrodynamische Wechselwirkung der Füllstoffteilchen unter einander und zweitens eine starke Bindung einiger Füllstoffteilchen mit der Elastomermatrix. Qualitativ sind diese Mechanismen in Abhängigkeit der Dehnung in Abbildung 2.8(b) dargestellt. Boyce u. a. [BA00] vergleicht verschiedene Modellierungsansätze und stellt fest, dass sich statistische, auf mehrdimensionale Kettenvorstellungen basierende Modellansätze zur Abbildung insbesondere der amplitudenabhängigen Phänomene sehr gut eignen.

MULLINS-EFFEKT

Obwohl der Mullins-Effekt oftmals in Verbindung mit der Kraftübertragung zwischen Reifen und Fahrbahn genannt wird, spielt er jedoch praktisch keine Rolle. Beim von Mullins [Mul69] erstmals beschriebenen Phänomen handelt es sich um eine deformationsabhängige Materialerweichung bei vorher nicht gedehnten Elastomeren. Sofern diese Dehnung nicht bereits im Reifenproduktionsprozess aufgebracht wird, so erfolgt sie doch spätestens bei der ersten Kraftbeanspruchung. Nachdem es sich bei der Kraftübertragung zwischen Reifen und Fahrbahn um einen zyklischen Prozess handelt, ist davon auszugehen, dass der Mullins-Effekt

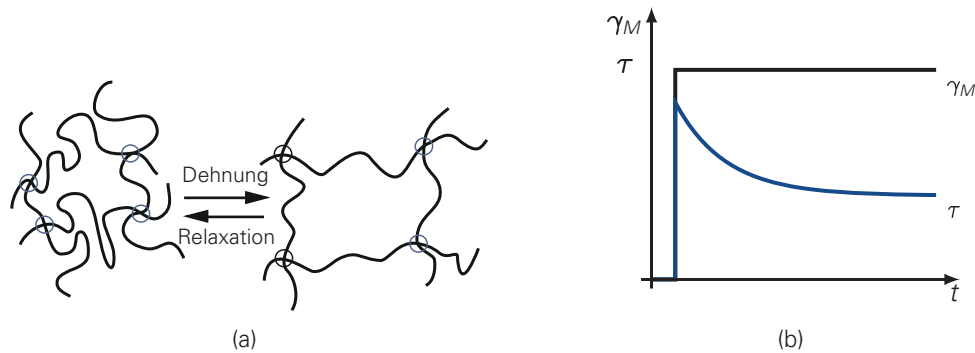


Abbildung 2.9.: Schematische Darstellung (a) der Dehnung und Relaxation von Polymerketten und (b) der zeitlichen Abnahme von Spannung im Elastomermaterial bei konstanter Beanspruchung aufgrund der Materialrelaxation, beide nach [Pop11].

nach wenigen Umdrehungen unter Kraftbeanspruchung überwunden ist. Bei längerer Ruhezeit kann sich dieser Effekt erneut darstellen, wird jedoch wiederum unter der zyklischen Beanspruchung zurückgehen, [Mol10; Sed00].

MATERIALRELAXATION UND KRIECHVERHALTEN

Unter Einwirkung von Temperatur oder Zeit stellt sich im beanspruchten Elastomer ein neuer Gleichgewichtszustand mit der geringsten Entropie ein. Die Polymerstränge nehmen dabei langsam wieder ihren Ausgangszustand ein. Diese Tatsache führt dazu, dass sich Spannungszustände im Elastomermaterial über Zeit ohne äußere Einwirkung abbauen. Untersuchungen zu diesem im Elastomer auftretenden Verhalten stellten u.a. Vickers [Vic62] und Farlie [Far70] an. In Abbildung 2.9 ist der Einfluss von Dehnung und Relaxation auf die Polymerstränge, sowie der sich daraus ergebende Spannungszustand über der Zeit schematisch dargestellt. Sowohl die Materialrelaxation als das Kriechverhalten von Elastomeren müssen bei der Betrachtung von Reibungsphänomenen mit niedriger Deformations- oder Gleitgeschwindigkeit berücksichtigt werden. Diese Phänomene können dazu führen, dass geringere Reaktionskräfte gemessen werden, als auf Basis der eigentlichen Reibungsmechanismen zu erwarten sind.

2.1.5. MECHANISMEN DER ELASTOMERREIBUNG

Nach der Betrachtung der rein kinematischen Prozesse in der Kontaktfläche zwischen Reifen und Fahrbahnoberfläche, sowie der visko-elastischen Eigenschaften des Reifenoberflächenmaterials, ist es zweckmäßig, die Begrenzung der Schubspannungen durch den lokalen Reibungskoeffizienten näher zu untersuchen. Die Reibung von Elastomeren auf rauen Oberflächen wie reale Fahrbahnen ist ein seit jeher ein kontrovers diskutiertes Thema. Demzufolge werden in der Literatur verschiedene Argumentationsrichtungen vorgefunden. Im Folgenden wird zunächst auf die von Erhebungen hervorgerufenen Abstützungs- und Hysteresemechanismen, danach auf intermolekulare Kraftübertragung mittels Adhäsion und schließlich auf die Kohäsions- und viskose Reibung näher eingegangen.

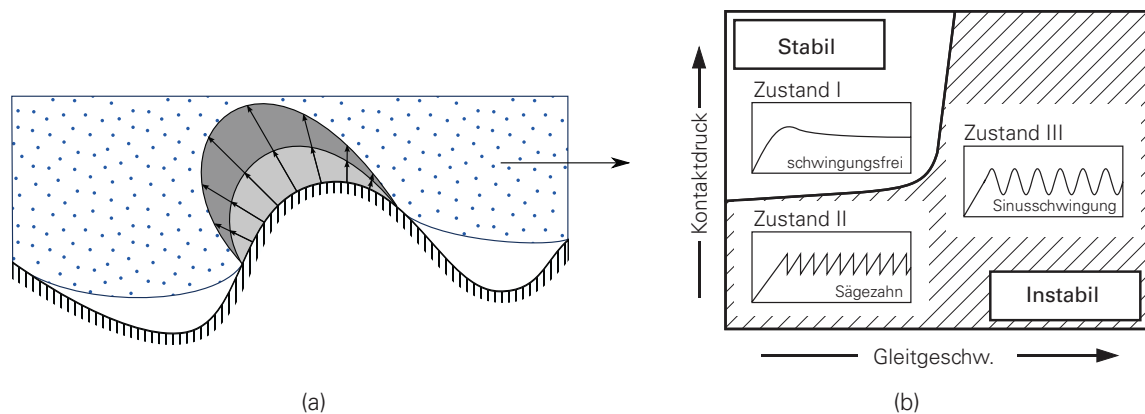


Abbildung 2.10.: Schematische Darstellung (a) der geometrischen Abstützung (hellgrau) und Hysteresekomponente (dunkelgrau) bei Beanspruchung eines Elastomers auf einer rauen Oberfläche und (b) Stabilität der reibungsinduzierten Schwingungen von Elastomerblöcken, nach [MN08].

GEOMETRISCHE ABSTÜTZUNG

Ein oftmals ausgelassener, wenngleich sehr einleuchtender Aspekt der Elastomerreibung auf rauen Oberflächen, stellt die geometrische Abstützung des Reifenmaterials an Erhebungen der Oberfläche dar (vgl. bspw. [KM67a; KM67b]). Diese geometrische Abstützung wird auch mechanische Verzahnung genannt. Es handelt sich hierbei um die rein geometrische Ausbildung einer der Belastungsrichtung entgegengesetzten Spannungskomponente. In Abbildung 2.10(a) ist dieser Anteil im hellgrauen Flächenanteil des Spannungsfeldes schematisch dargestellt. Die geometrische Abstützung ist, neben von der Ausprägung von Erhebungen der Fahrbahnoberfläche, maßgeblich von der Eindringtiefe des Reifenoberflächenmaterials abhängig, welche vom komplexen Elastizitätsmodul E^* bestimmt wird. Die erzeugte Kraft hängt sodann, bei zunächst stationärer Betrachtung der geometrischen Abstützung, ausschließlich vom elastischen Anteil des Schubmoduls G' ab. Maßgeblich für die geometrische Abstützung ist demnach das Verhältnis $\frac{G'}{E^*}$.

HYSTERESEREIBUNG

Die Hysteresereibung beruht auf dem gleichen Mechanismus, wie die im vorangegangenen Abschnitt beschriebene geometrische Abstützung. Im Gegensatz zur Abstützung entsteht die hystereseebedingte Kraftkomponente aufgrund der Deformationsgeschwindigkeit im Reifenoberflächenmaterial und der damit verbundenen Dämpfungskräfte. Erste weiterführende Untersuchungen zur Hysteresereibung wurden von Grosch [Gro64] durchgeführt, der feststellt, dass, auf einer rauen Oberfläche, der Verlauf des dynamischen Elastizitätsmoduls eines Elastomers zwei Maxima in Abhängigkeit der Gleitgeschwindigkeit aufzeigt. Auf glattem Untergrund jedoch erscheint nur das erste Maximum. Ebenfalls stellt er fest, dass das erste Maximum auf der rauen Oberfläche verschwindet, sobald ein feines Pulver als Zwischenmedium zwischen Elastomer und Oberfläche aufgetragen wird. Er schlussfolgert, dass das erste Maximum von Adhäsions- und das zweite Maximum bei einigen Zehnerpotenzen höherer Gleitgeschwindigkeit von Hysteresemechanismen verursacht wird. Aufgrund der weiterhin generell niedrigen Gleitgeschwindigkeit, sowie einer präzisen Temperaturkonditionierung des gesamten Versuches schließt er Temperatureffekte als Begründung für die Ergebnisse aus. Insbesondere vor dem Hintergrund aktueller Herleitungen von [Per05b; Per05a; Per06] ist diese Schlussfolgerung in Frage zu stellen. Persson argumentiert, dass bei



Reibung von Elastomeren über harten Oberflächen im direkten Kontakt zwischen Elastomer und Oberfläche eine sogenannte Blitztemperatur auftritt, welche für die Reibungsmechanismen von maßgeblicher Bedeutung ist. Diese Blitztemperatur tritt örtlich begrenzt sehr schnell auf und klingt ebenfalls sehr schnell wieder ab. Sie ist auf der makroskopischen Ebene von Profilblöcken aufgrund der schlechten Wärmeleitfähigkeit von gefüllten Elastomeren nicht messbar, beeinflusst jedoch das visko-elastische Verhalten des Elastomers (vgl. Unterabschnitt 2.1.4) und somit alle Anteile der Kraftübertragung. [KWM05] befasst sich mit dem, im Vergleich zur Blitztemperatur, niederdynamischen Anteil der Temperaturentwicklung innerhalb einzelner Profilblöcke und die sich daraus ergebende Beeinflussung der Hysteresereibung. Im Zusammenhang mit den Ausführungen von Heinrich u. a. [Hei03] und Kendziorra [Ken05] entsteht ein Verständnis für die Hysteresereibung und deren Beeinflussung durch Temperatur und Anregungsfrequenz und -amplitude. Diese Abhängigkeiten sind verständlich vor dem Hintergrund der vorangegangenen Darlegung des visko-elastischen Materialverhaltens des Reifenoberflächenmaterials.

ADHÄSIONSREIBUNG

Als Adhäsion wird die molekulare Bindung zwischen Reifenoberflächenmaterial und Fahrbahnoberfläche beschrieben. Dies geschieht hauptsächlich in Form von Van-der-Waals-Bindungen und Wasserstoffbrücken, welche anziehende Kräfte zwischen den beiden Kontaktpartnern ausüben, [MPK05]. Damit sich Adhäsion ausbreiten kann, muss der Abstand der beiden Partner zueinander $<10^{-6}$ m betragen. Ob hierbei von einem tatsächlichen Kontakt gesprochen werden kann, liegt hauptsächlich an der Abstraktionstiefe. In der theoretischen Physik wird auch bei diesen sehr kleinen Entfernungen immer noch von kontaktfreier Reibung gesprochen, [VP07]. Im hypothetischen Fall, dass sowohl Reifen- als Fahrbahnoberfläche als perfekt eben angenommen werden, wird sich Adhäsion in der gesamten Kontaktfläche ausbreiten. Dieser Umstand bedeutet allerdings nicht, dass in diesem Zustand die Adhäsionsreibung maximal wäre, wie Vilgis u. a. [VH01] ausführt. Aufgrund der Unordnung in der Elastomermatrixanordnung und der verknäulten Form der Polymerstränge ist die anzunehmende Anzahl an Kontaktpunkten auf einer rauen Oberfläche potenziell größer im Vergleich zu einer ideal glatten Oberfläche. Im Kontakt von Reifen auf realen Fahrbahnoberflächen tritt dieser Fall jedoch nie ein und die molekulare Bindung nur lokal an den Spitzen der Unregelmäßigkeiten des Fahrbahnbelags auf. Der Anteil dieser Regionen in der Kontaktfläche ist nun sowohl von der Rauheitscharakteristik der Fahrbahnoberfläche als von den Steifigkeitseigenschaften des Reifenoberflächenmaterial abhängig. Je geringer der komplexe Elastizitätsmodul E^* , desto größer ist die Eindringtiefe des Materials in die Unregelmäßigkeiten und desto größer sind die Regionen, in denen sich Adhäsion ausbreiten kann. Szoszkiewicz entwickelt Formulierungen zur Beschreibung der Adhäsionsreibung auf Basis vereinfachter Kontaktbedingungen, allerdings unter Berücksichtigung der Mikrotextur der verwendeten Oberfläche. Die so erzielten Ergebnisse in der Größenordnung von 10^{-9} N entsprechen zwar qualitativ dem Experiment, eignen sich zur Beschreibung der Reifenkraftübertragung jedoch nur bedingt, [Szo05; Szo06].

Neben dem Abstand zwischen den beiden Kontaktpartnern ist auch die Kontaktdauer von Bedeutung für den Adhäsionsmechanismus. Wie bereits Vickers [Vic62] feststellt, nimmt die Adhäsionskraft auch bei Kontaktzeiten von mehreren Minuten noch weiter zu. Demzufolge ist davon auszugehen, dass Adhäsionsreibung sich nur bei sehr kleinen Relativgeschwindigkeiten $v_G \rightarrow 0$ effektiv ausprägen kann. Dieser Zustand stellt sich einerseits im Haftbereich (vgl. [KH03]), aber andererseits auch bei reibungsbezogenen Haft-Gleit-Schwingungen ein, wie Maegawa u. a. [MN08] bei bestimmten Kombinationen aus Kontaktdruck und Gleitgeschwindigkeit feststellten. Es ist davon auszugehen, dass sowohl das von Grosch [Gro64] festgestellte erste Maximum der Masterkurve über der Gleitgeschwindigkeit, als auch die von Schallamach [Sch55; Sch57; Sch63; Sch71] ausführlich untersuchten und dokumentier-



ten wellenförmige Verschleißmuster mit diesen Haft-Gleit-Schwingungen zusammenhängen. Die Geschwindigkeit, welche zum ersten Maximum der Masterkurven von Grosch [Gro64] korrespondiert, dürfte somit zu einer starken Anregung der Eigenfrequenz des Elastomermaterials in Gleitrichtung geführt haben. In diese Richtung wird ebenfalls von Leonov [Leo90] argumentiert. Moldenhauer [Mol10] beschreibt ausführlich, wie die Haft-Gleit-Schwingungen von der Gleitgeschwindigkeit abhängen und untersucht sie mithilfe numerischer Simulation. Bei einer Erhöhung der Gleitgeschwindigkeit von 100 mms^{-1} auf 400 mms^{-1} erhöht sich die Schwingfrequenz f_{SS} von $f_{SS} \approx 1430 \text{ Hz}$ auf $f_{SS} \approx 2460 \text{ Hz}$.

Barthel u. a. [BF09] beschreibt den Zusammenhang zwischen dem Kriechverhalten des Elastomermaterials (vgl. Unterabschnitt 2.1.4) und der Ausprägung von Adhäsion in der Kontaktfläche. Das Ergebnis der Untersuchungen zeigt in Übereinstimmung mit u.a. Vickers [Vic62], dass sich Adhäsion besonders bei langer Kontaktdauer effektiv ausbreiten kann, während sie sich bei kurzer Kontaktdauer aufgrund des Kriechverhaltens des Elastomermaterials auf deutlich unter 10% des Endwertes bei Kontaktzeit $t_K \rightarrow \infty$ reduziert. In welchem Maße sich die molekulare Bindung zwischen Reifen- und Fahrbahnoberfläche ausbildet ist neben der Kontaktdauer weiterhin von den Dipolmomenten zwischen den beiden Partnern abhängig, welche von der chemischen Zusammensetzung der Materialpaarung bedingt werden, [vCG88]. Dieser Einfluss wird jedoch auf Basis der Untersuchungen von Savkoor [Sav87] als eher gering eingeschätzt.

KOHÄSIONSREIBUNG

Im Gegensatz zur Adhäsion handelt es sich bei Kohäsion um Bindungskräfte innerhalb des Reifenoberflächenmaterials, welche sich einer Trennung entgegensetzen. Für die Entstehung neuer Oberflächen durch Abtrennung von Oberflächenmaterial wird somit Energie benötigt, die dem reibenden System entnommen wird. Kohäsionsbedingte Reibung tritt somit besonders bei verschleißintensiven Betriebszuständen mit hohen Gleitgeschwindigkeiten und hohen Materialtemperaturen auf. Wenngleich der Anteil der Kohäsionsreibung im Vergleich zu den anderen Reibungsmechanismen auf trockenen und nassen realen Fahrbahnen vernachlässigbar ist, ist sie für die Abnutzung von Reifen entscheidend, [Sch57; Sch68; BE68; GM07].

VISKOSE REIBUNG

Viskose Reibung spielt bei der Kraftübertragung zwischen Reifen und Fahrbahn auf trockenen Oberflächen ebenfalls keine und auf nassen Oberflächen nur in bestimmten Situationen eine Rolle. Voraussetzung für das Auftreten viskoser Reibung ist die Anwesenheit eines viskosen Zwischenmediums, welches auf trockenen Fahrbahnen ausgeschlossen ist. Auch auf nassen Fahrbahnen werden Zwischenmedien gerade im Bereich von Fahrbahnunebenheitsspitzen stärker verdrängt. Aufgrund des erhöhten Kontaktdrucks an diesen Stellen kann nicht von einer sicheren Benetzung der Unebenheiten durch Zwischenmedien ausgegangen werden. Aus diesem Grund spielt die viskose Reibung auch auf nassen Fahrbahnen nur in bestimmten Fällen eine entscheidende Rolle, [Lor12]. Erst sobald der hydrodynamische Druck des Wasserfilms den lokalen Kontaktdruck in annähernd der kompletten Kontaktfläche überschreitet, schwimmt der Reifen auf und können Kräfte ausschließlich noch mittels viskoser Reibung übertragen werden. Dieser Effekt ist als Aquaplaning bekannt, [Her08]. Bezogen auf die Kraftübertragung zwischen Reifen und Fahrbahn besitzt die viskose Reibung immer eine Wechselwirkung mit den vorgenannten Mechanismen der Adhäsion und Hysterese, weil das viskose Zwischenmedium eine Abdichtung von Unebenheitstälern und somit einer Reduktion der mikroskopischen Kontaktfläche bewirkt, [Per05b].



2.1.6. WECHSELWIRKUNG VON FAHRBAHNOBERFLÄCHEN MIT DER KRAFTÜBERTRAGUNG

Aus der Analyse der Reibungsmechanismen geht hervor, dass die Fahrbahnoberfläche und ihre Eigenschaften an der Kraftübertragung zwischen Reifen und Fahrbahn maßgeblich beteiligt sind. Zunächst stellt sich aus dem Zusammenhang zwischen effektiver Kontaktsteifigkeit der beiden Kontaktpartner und der Flächenpressung die mikroskopische Kontaktfläche ein (vgl. Abschnitt 2.1.2). Gemäß den Ausführungen in Unterabschnitt 2.1.5 wirkt sich diese direkt auf die Adhäsionsreibungskomponente aus. Diese Aussage trifft besonders auf die Oberflächenrauheit als Anregungsmechanismus für Hysteresereibung zu. Ähnlich wie der Reifen kann bei Asphalt-ähnlichen Fahrbahnoberflächen ein zeitabhängiges Reaktionsverhalten festgestellt werden. Im Gegensatz zum Reifen betrifft es hier jedoch keine Relaxation (zeitliche Abnahme mechanischer Spannung bei konstanter Dehnung), sondern eine Retardation (zeitlich veränderliche Dehnung bei konstanter Spannung). Der Schubmodul des Fahrbahnoberflächenmaterials ist dabei in der Regel um ein vielfaches höher als der des Reifenoberflächenmaterials (vgl. Abbildung 2.7(a)). Obwohl sich der Elastizitätsmodul bei Belastungsdauern gegen unendlich tatsächlich der Größenordnung des Elastizitätsmoduls von Reifenoberflächenmaterial nähert, $E_S \infty = 50 \text{ MPa}$, ist bei realistischen Beanspruchungen während der Kraftübertragung in der Fahrdynamik, die sich in der Regel auf einer Zeitskala von wenigen Millisekunden abspielen, eher von Werten im Bereich von $E_S = 10 \text{ GPa}$ auszugehen, [DY07; Stö02]. Aufgrund dieser Steifigkeitsverteilung kann die Fahrbahnoberfläche im Verhältnis zum Reifen als starr betrachtet werden und ist eine Betrachtung der unbelasteten Oberflächenrauheit als Maß für die unter Belastung auftretende Oberfläche zulässig. Darüber hinaus führt diese Erkenntnis zur Schlussfolgerung, dass die durch bei der Kraftübertragung auftretenden Gleitphänomene hervorgerufene Temperaturentwicklung primär im Reifenmaterial und nicht innerhalb des Fahrbahnoberflächenmaterials erfolgt. Die Fahrbahnoberfläche erwärmt sich demnach erst durch Wärmetransport in Form von Wärmeleitung zwischen Reifenoberflächenmaterial und Fahrbahnoberfläche.

Savkoor [Sav87] stellt fest, dass insbesondere die bei sehr kleinen Relativgeschwindigkeiten experimentell ermittelte Reibungskraft nur in geringem Maße von der Paarung des Elastomermaterials mit der Oberfläche abhängt. In Übereinstimmung mit allen auf den Untersuchungen von Grosch [Gro64] aufbauenden Analysen kann, sofern keine Zwischenmedien vorhanden sind, somit davon ausgegangen werden, dass die Adhäsionsreibung nur geringfügig von der Paarung mit der Oberfläche abhängig ist, [Hei03; Ken05]. Folgerichtig gilt, dass der Haftreibungskoeffizient, welcher sich bei Gleitgeschwindigkeit $v_G \rightarrow 0$ einstellt, weitestgehend unabhängig von den Eigenschaften der Fahrbahnoberfläche ist, sofern sich die Oberflächen in ihrer Makrostruktur nicht sehr stark unterscheiden. Für den Gleitreibungskoeffizienten bei $v_G > 0$ hingegen gilt, dass die Abhängigkeit von der Fahrbahnoberfläche maßgeblich ist.

Im Gegensatz zum sehr begrenzten Einfluss der Fahrbahnbeschaffenheit auf die Adhäsionsreibung, so ist der Einfluss auf die Hysteresereibung maßgeblich. Insbesondere von Fischlein u. a. [FGU01] werden Umrechnungsansätze entwickelt, welche lediglich auf Basis einer Vermessung der Rauheitseigenschaften der Fahrbahnoberfläche eine Umrechnung der Reifencharakteristika erlaubt. Diese Umrechnung funktioniert hinreichend genau, wenn gleich keine konkrete Zielvorgabe gegeben wird. Allerdings stellt Fischlein darüber hinaus fest, dass auf einem Flachbahnprüfstand mit artifizieller Oberfläche ermittelte Reifencharakteristika maßgeblich vom Verhalten auf realen Fahrbahnen abweichen, [Fis00]. Zu ähnlichen Ergebnissen in Bezug auf den Einfluss der Fahrbahnoberfläche auf die Hysteresereibung kommen Xie und von Loeben, [Xie02; Loe07].



2.1.7. CHARAKTERISTISCHE GRÖSSEN DER KRAFTÜBERTRAGUNG

Die Kraftübertragung zwischen Reifen und Fahrbahn erfolgt in horizontaler Richtung vorwiegend dadurch, dass das Oberflächenmaterial des Reifens durch eine Relativbewegung zwischen Rad und Fahrbahnoberfläche deformiert wird (vgl. Abschnitt 2.1). Die zugehörigen Zustandsgrößen sind in longitudinaler Richtung die theoretische, sowie die praktische Definition des Umfangschlupfes s_L , respektive κ . In lateraler Richtung gelten äquivalent der kinematische Schräglaufwinkel α_0 oder Querschlupf s_Q . Es existieren unterschiedliche Definitionen dieser Zustandsgrößen, welche sich jedoch lediglich in der Ausprägung unterscheiden. Die Definitionen Gleichung 2.10 und Gleichung 2.11 nach Pacejka [Pac12] gelten als praktische, die in Gleichung 2.12 und Gleichung 2.13 nach Rill [Ril94] als theoretische Definitionen des jeweiligen Schlupfes. Sie unterscheiden sich dadurch, ob die longitudinale Radmittelpunktgeschwindigkeit v_x oder die Transportgeschwindigkeit in der Reifenkontaktfläche $r_d\Omega$ als Bezugsgröße verwendet werden. Im weiteren Verlauf wird für den theoretische Umfangschlupf s_L der Übersichtlichkeit halber κ_t angegeben. In lateraler Richtung ist außerdem die Lateralgeschwindigkeit v_y im Radmittelpunkt von Bedeutung.

$$\tan \alpha_0 = -\frac{v_y}{v_x} \Rightarrow \alpha_0 = \arctan \left(-\frac{v_y}{v_x} \right) \quad (2.10)$$

$$\kappa = -\frac{v_x - r_d \Omega}{v_x} \quad (2.11)$$

$$\text{mit } r_d = \frac{v_x}{\Omega_0}$$

$$\kappa_t = s_L = \frac{r_d \Omega - v_x}{r_d |\Omega|} \quad (2.12)$$

$$s_Q = -\frac{v_y}{r_d |\Omega|} \quad (2.13)$$

Die Definition von Rill erscheint jedoch deswegen korrekter, da sie den Anspruch hat, die Geschwindigkeitsverhältnisse in der Reifenkontaktfläche darzustellen. In lateraler Richtung gilt für den Fall $\kappa_t = 0$, dass $v_x = r_d |\Omega|$ und somit $\tan \alpha_0 = s_Q$, [Ril94; PS91]. Aus diesem Grund und nachdem sich die Geschwindigkeitsverhältnisse in der Kontaktfläche unter vielen Randbedingungen nicht einfach bestimmen lassen, gelten die Definitionen von Pacejka als Industriestandard. Auf dieser Basis beruhen die folgenden Kenngrößen. Die Schlupfsteifigkeit c_κ beschreibt die Ableitung der Longitudinalkraft F_x nach dem Umfangschlupf, bei Umfangschlupf $\kappa \rightarrow 0$, gemäß Gleichung 2.14. Analog gelten in lateraler Richtung für die Schräglaufsteifigkeit c_α als Ableitung der Lateralkraft F_y und für die Rückstellsteifigkeit c_{M_z} als Ableitung des Rückstellmomentes M_z , jeweils nach dem kinematischen Schräglaufwinkel α_0 Gleichung 2.15, respektive Gleichung 2.16.

$$c_\kappa = \left. \frac{dF_x}{d\kappa} \right|_{\kappa \rightarrow 0} \quad (2.14)$$

$$c_\alpha = \left. \frac{dF_y}{d\alpha_0} \right|_{\alpha_0 \rightarrow 0} \quad (2.15)$$

$$c_{M_z} = \left. \frac{dM_z}{d\alpha_0} \right|_{\alpha_0 \rightarrow 0} \quad (2.16)$$

Zur Beschreibung der dynamischen Kraftübertragung von Reifen findet in der Literatur üblicherweise ein Ansatz erster Ordnung hinsichtlich der Zustandsgröße κ respektive α_0 Anwendung. Die charakteristische Größe, welche dieses dynamische Verhalten beschreibt, ist die Einlauflänge. Gemäß den Ausführungen von Pacejka und Rill entspricht die laterale Einlauflänge σ_α gemäß Gleichung 2.18 dem Verhältnis aus Schräglaufsteifigkeit c_α und



Lateralsteifigkeit c_y , [PS91; Ril06]. Aus Gründen der Analogie zwischen longitudinalen und lateralen Reifencharakteristika beschreibt Rill außerdem die longitudinale Einlauflänge σ_κ gemäß Gleichung 2.17 als Verhältnis zwischen Umfangschlupfsteifigkeit c_κ und Longitudinalsteifigkeit c_x , [Ril06].

$$\sigma_\kappa = \frac{c_\kappa}{c_x} \quad (2.17)$$

$$\sigma_\alpha = \frac{c_\alpha}{c_y} \quad (2.18)$$

Neben den vorgenannten Größen, welche die strukturellen Eigenschaften der Kraftübertragung beschreiben, gelten weiterhin die bezogenen Reibungskoeffizienten als maßgebliche Größen zur Beschreibung der maximalen übertragbaren Kraft. Der bezogene longitudinale und laterale Reibungskoeffizient sind gemäß Gleichung 2.19, respektive Gleichung 2.20 definiert und stellen das Maximum des Verlaufes der Kraft über der jeweiligen Zustandsgröße dar.

$$\mu_x = \max_{\kappa_{p,min} \leq \kappa \leq \kappa_{p,max}} \left| \frac{F_x(\kappa)}{F_z} \right| \quad (2.19)$$

$$\mu_y = \max_{\alpha_{0,min} \leq \alpha_0 \leq \alpha_{0,max}} \left| \frac{F_y(\alpha_0)}{F_z} \right| \quad (2.20)$$

2.2. FAHRDYNAMIK VON KRAFTFAHRZEUGEN

Der Begriff Gesamtfahrzeugdynamik bezieht sich auf die Bewegung des Fahrzeuges im dreidimensionalen Raum. Nachdem in dieser Arbeit der Fokus auf der Longitudinal- und Lateral-dynamik liegt, wird hier auf die Vertikaldynamik nur an den Stellen eingegangen, an denen sie mit der planaren Dynamik interferiert. Entscheidend für die planare Bewegung des Fahrzeugkörpers sind demnach die Kräfte- und Momentenbilanzen um den Fahrzeugschwerpunkt, welche für die Longitudinalrichtung in Gleichung 2.21, die Lateralrichtung in Gleichung 2.22, respektive die Drehung um die Vertikalachse in Gleichung 2.23 gegeben sind.

$$\sum_{i=1}^4 F_{x_i} = m \cdot a_x \quad (2.21)$$

$$\sum_{i=1}^4 F_{y_i} = m \cdot a_y \quad (2.22)$$

$$\sum_{i=1}^4 M_{z_i} = J_{zz} \cdot \ddot{\psi} \quad (2.23)$$

An dieser Stelle wird auf die explizite Beschreibung der Longitudinaldynamik von Kraftfahrzeugen verzichtet, siehe hierzu beispielsweise [Mel03; Ril94]. In den folgenden Abschnitten wird die Kurvenfahrt von der langsamen stationären Kurvenfahrt, über die schnelle stationäre Kurvenfahrt bis hin zur schnellen instationären Kurvenfahrt beschrieben.

2.2.1. LANGSAME UND STATIONÄRE KURVENFAHRT

Die langsame Kurvenfahrt bezieht sich auf die Fahrsituationen, bei denen die Lateralbeschleunigung a_y des Fahrzeuges vernachlässigt werden kann. Demzufolge kann gemäß Gleichung 2.22 ebenfalls davon ausgegangen werden, dass keine Lateralkräfte F_y auftreten.

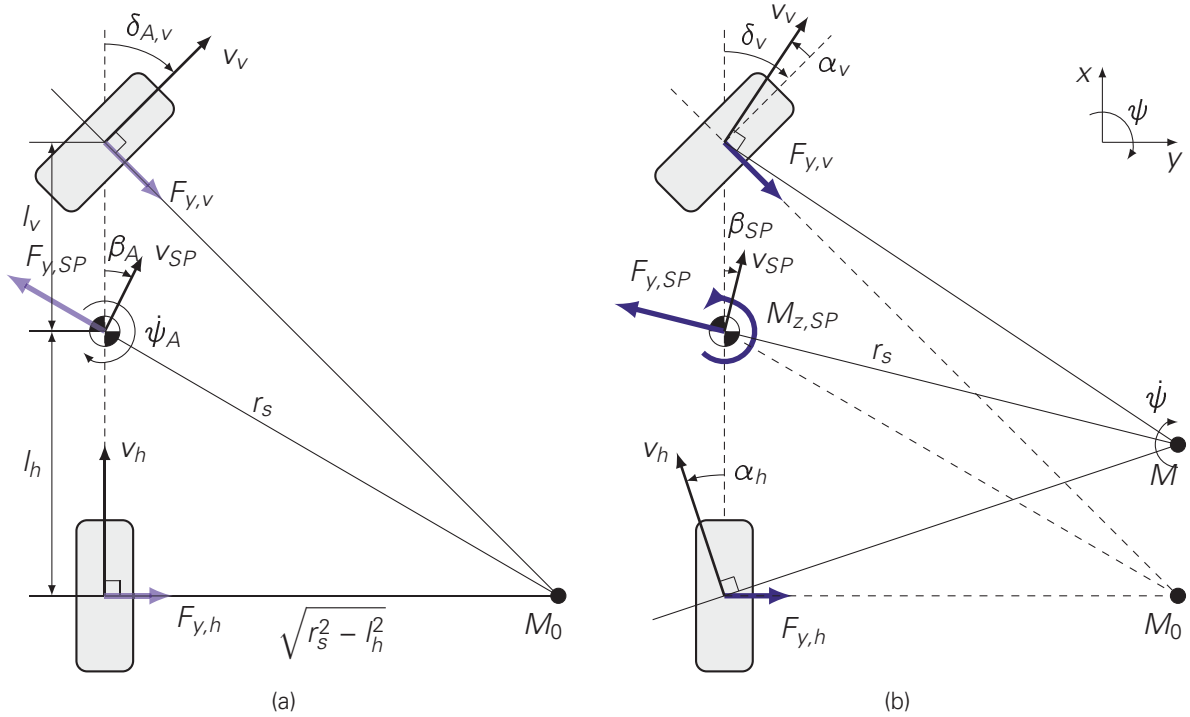


Abbildung 2.11.: Schematische Darstellung des Fahrzeuges während der Kurvenfahrt in Form eines Einspurmodells. (a) zeigt das Fahrzeug und die zugehörigen Größen bei der langsamen, stationären Kurvenfahrt. (b) zeigt das Fahrzeug und die zugehörigen Größen bei der schnellen Kurvenfahrt

In dieser Situation kann die Gesamtfahrzeugbewegung vollständig kinematisch beschrieben werden. Für diese Situation ergibt sich ein in Abbildung 2.11(a) dargestellter Momentanpol der Fahrzeugbewegung M_0 , welcher sich aus dem Schnittpunkt der Senkrechten der Bewegungsrichtung von Vorder- und Hinterachse ergibt. In dieser Situation entsprechen diese der Orientierungsrichtung der jeweiligen Achse. Bei einer nicht gelenkten Hinterachse liegt der Momentanpol demnach annähernd auf Höhe der Hinterachse. Der erforderliche Lenkwinkel $\delta_{A,v}$ der gelenkten Vorderachse, gehörend zum jeweiligen Bahnradius r_s und Vorwärtsgeschwindigkeit v_x , lässt sich nun unter der Annahme kleiner Winkel gemäß Gleichung 2.24 berechnen. Weiterhin gelten Gleichung 2.25 und Gleichung 2.26 für den Schwimmwinkel im Schwerpunkt $\beta_A = \beta_{SP}$ respektive die Giergeschwindigkeit $\dot{\psi}_A$ des starren Körpers. Erforderlich ist hierzu die Kenntnis des Abstandes der Hinterachse zum Schwerpunkt l_h , sowie des Radstandes l_r . Die beschriebenen Größen sind in Abbildung 2.11(a) schematisch dargestellt.

$$\delta_{A,v} = \frac{l_r}{\sqrt{r_s^2 - l_h^2}} \approx \frac{l_r}{r_s} \quad (2.24)$$

$$\beta_A = \beta_{SP} = \frac{l_h}{\sqrt{r_s^2 - l_h^2}} \approx \frac{l_h}{r_s} \quad (2.25)$$

$$\dot{\psi}_A = \frac{v_x \delta_{A,v}}{l_r} \quad (2.26)$$



2.2.2. SCHNELLE UND STATIONÄRE KURVENFAHRT

Bei der schnellen, stationären Kurvenfahrt gilt die Prämisse der Vernachlässigung der Zentripetalbeschleunigung nicht länger, es gilt allerdings weiterhin $\dot{\psi} = 0$ und $\dot{\beta}_{SP} = 0$. Demzufolge treten gemäß Gleichung 2.22 Lateralkräfte F_y an Vorder- und Hinterachse auf. Nachdem diese Lateralkräfte von Reifen aufgebaut werden, kann dies nur unter auftretendem Schlupf erfolgen (vgl. Abschnitt 2.1 und später Unterabschnitt 4.1.2). Dieser laterale Schlupf führt dazu, dass die Orientierungsrichtung der Räder nicht länger der tatsächlichen Bewegungsrichtung entspricht; es treten kinematische Schräglaufwinkel $\alpha_{0,v}$ respektive $\alpha_{0,h}$ der Vorder- und Hinterachse auf. Der Momentanpol der Bewegung M ergibt sich weiterhin aus dem Schnittpunkt der Senkrechten der Bewegungsrichtung der Vorder- und Hinterachse. Im Vergleich zur langsamen Kurvenfahrt verschiebt sich der Momentanpol gegenüber M_0 in Fahrtrichtung, welches in Abbildung 2.11(b) dargestellt ist. Die Schräglaufwinkel der Achsen ergeben sich gemäß Gleichung 2.29 und Gleichung 2.30 aus den für die Kurvenfahrt erforderlich abstützenden Lateralkräften und den effektiven Schräglaufsteifigkeiten $c_{\alpha,v}$ und $c_{\alpha,h}$ von Vorder- und Hinterachse. Es gilt zu beachten, dass diese bei nicht ideal steifer Radführung (vgl. Unterabschnitt 2.3.2 und Unterabschnitt 2.4.2) teilweise erheblich von der kumulativen Schräglaufsteifigkeit der Reifen abweichen. Die erforderlichen Lateralkräfte lassen sich auf Basis der Kräfte- und Momentenbilanz Gleichung 2.22 und Gleichung 2.23 berechnen. Der Übersichtlichkeit halber werden die Rückstellmomente der Reifen vernachlässigt, wenngleich diese einen geringen Anteil an der Momentenbilanz Gleichung 2.23 haben.

$$\sum F_y = -m a_y \rightarrow m a_y = F_{y,v} + F_{y,h} \quad (2.27)$$

$$\sum M_{HA} = -m a_y l_h + F_{y,v} l_r = 0 \quad (2.28)$$

$$F_{y,v} = \frac{l_h}{l_r} m a_y \rightarrow \alpha_v = \frac{F_{y,v}}{c_{\alpha,v}} = \frac{m}{c_{\alpha,v}} \frac{l_h}{l_r} a_y = \frac{m_v}{c_{\alpha,v}} a_y \quad (2.29)$$

$$F_{y,h} = \frac{l_v}{l_r} m a_y \rightarrow \alpha_h = \frac{F_{y,h}}{c_{\alpha,h}} = \frac{m}{c_{\alpha,h}} \frac{l_v}{l_r} a_y = \frac{m_h}{c_{\alpha,h}} a_y \quad (2.30)$$

Die Schräglaufwinkel der Vorder- und Hinterachse sind somit bekannt. Nun kann der Lenkwinkel der Vorderachse δ_v auf Basis geometrischer Beziehungen gemäß Gleichung 2.31 berechnet werden. In Gleichung 2.32 ergibt sich ebenfalls einen, unter den Annahmen des Einspurmodells gültigen, Ausdruck für den Eigenlenkgradienten EG .

$$\begin{aligned} \delta_v &= \delta_{A,v} + (\alpha_v - \alpha_h) = \frac{l_r}{r_s} + m \frac{c_{\alpha,h} l_h - c_{\alpha,v} l_v}{c_{\alpha,h} c_{\alpha,v} l_r} a_y \\ &= \delta_{A,v} + EG a_y \end{aligned} \quad (2.31)$$

$$\text{mit } EG = m \frac{c_{\alpha,h} l_h - c_{\alpha,v} l_v}{c_{\alpha,h} c_{\alpha,v} l_r} \quad (2.32)$$

Es gilt zu beachten, dass der Eigenlenkgradient mit konstanten Schräglaufsteifigkeiten nur im Linearbereich der Lateraldynamik Gültigkeit besitzt. Sofern die Schräglaufsteifigkeiten variabel sind und der Linearisierung im jeweiligen Betriebspunkt entsprechen, so gilt die Definition allgemeingültig bei der schnellen und stationären Kurvenfahrt. Der Eigenlenkgradient besitzt außerdem die Besonderheit, dass dessen Vorzeichen den Fahrzustand beschreibt. So gilt für ein neutralsteuerndes Fahrzeug $EG = 0$ (und $\delta_v = \delta_{A,v}$), für ein untersteuerndes Fahrzeug $EG > 0$ und für ein übersteuerndes Fahrzeug $EG < 0$. Ebenfalls ersichtlich ist, dass das Vorzeichen des Eigenlenkgradienten mit dem Verhältnis der Schräglaufwinkel der Vorder- und Hinterachse zusammenhängt, wie bereits Pacejka [Pac12] beschreibt.



$$\begin{aligned}
 EG > 0 &\rightarrow \alpha_v > \alpha_h \rightarrow \text{untersteuernd} \\
 EG = 0 &\rightarrow \alpha_v = \alpha_h \rightarrow \text{neutralsteuernd} \\
 EG < 0 &\rightarrow \alpha_v < \alpha_h \rightarrow \text{übersteuernd}
 \end{aligned}$$

Neben dem Lenkwinkel der Vorderachse können für die schnelle und stationäre Kurvenfahrt noch mittels Gleichung 2.33 respektive Gleichung 2.34 die Giergeschwindigkeit $\dot{\psi}$ und der Schwimmwinkel im Schwerpunkt β_{SP} berechnet werden.

$$\dot{\psi} = \frac{a_y}{v_x} \quad (2.33)$$

$$\beta_{SP} = \frac{\dot{\psi} l_h}{v_x} - \alpha_h \quad (2.34)$$

Außerdem lassen sich in Gleichung 2.35 und Gleichung 2.36 Ausdrücke für die Schräglaufwinkel der Vorder- und Hinterachse aus der Gesamtfahrzeugbewegung ableiten.

$$\alpha_v = \delta_v - \frac{\dot{\psi} l_v}{v_x} - \beta \quad (2.35)$$

$$\alpha_h = \frac{\dot{\psi} l_h}{v_x} - \beta \quad (2.36)$$

Neben den Analysen, welche am in Abbildung 2.11 dargestellten Einspurmodell vorgenommen werden können, findet während der schnellen Kurvenfahrt aufgrund der sich abstützenden Lateralbeschleunigung eine Vertikalkraftverlagerung zwischen Kurveninnen- und Kurvenaußenseite statt. Die Lateralbeschleunigung führt mit der Schwerpunkthöhe zu einem Gesamtwankmoment, welches verteilt über Vorder- und Hinterachse abgestützt wird. Aufgrund der Massenverteilung des Fahrzeuges und der unterschiedlichen Radführungen an Vorder- und Hinterachse ist die Wankmomentverteilung bei gängigen Fahrzeugen inhomogen zwischen Vorder- und Hinterachse und richtet sich nach dem Anteil der jeweiligen Achse an der kumulativen Wanksteifigkeit. Diese wiederum ergibt sich bei der stationären Kurvenfahrt nach der Summe aus kinematischer Wankabstützung, wechselseitiger Haupt- und Nebenfederrate und Stabilisatorsteifigkeit.

2.2.3. SCHNELLE UND INSTATIONÄRE KURVENFAHRT

Zur Beschreibung der schnellen, instationären Kurvenfahrt werden Gleichung 2.22 und Gleichung 2.23 vollständig benötigt und es gilt $\dot{\psi} \neq 0$. Wird das transiente Verhalten des Reifens vernachlässigt, so ergeben sich Gleichung Gleichung 2.37 in lateraler Richtung respektive Gleichung 2.38 um die Hochachse des Fahrzeuges.

$$\begin{aligned}
 0 &= m a_y - F_{y,v} - F_{y,h} \\
 &= m v_x (\dot{\psi} + \dot{\beta}) - c_{\alpha,v} \alpha_v - c_{\alpha,h} \alpha_h \\
 &= m v_x (\dot{\psi} + \dot{\beta}) - c_{\alpha,v} \left(\delta_v - \beta - \frac{\dot{\psi} l_v}{v_x} \right) - c_{\alpha,h} \left(\frac{\dot{\psi} l_h}{v_x} - \beta \right)
 \end{aligned} \quad (2.37)$$

$$\begin{aligned}
 0 &= -J_{zz} \ddot{\psi} + F_{y,v} l_v - F_{y,h} l_h \\
 &= J_{zz} \ddot{\psi} - c_{\alpha,v} l_v \alpha_v + c_{\alpha,h} l_h \alpha_h \\
 &= J_{zz} \ddot{\psi} - c_{\alpha,v} l_v \left(\delta_v - \beta - \frac{\dot{\psi} l_v}{v_x} \right) + c_{\alpha,h} l_h \left(\frac{\dot{\psi} l_h}{v_x} - \beta \right)
 \end{aligned} \quad (2.38)$$



In obenstehenden Gleichungen der schnellen und instationären Kurvenfahrt bestätigt sich die Relevanz des Reifencharakteristikums der Schräglaufsteifigkeit c_α , welche bereits zur Beschreibung der schnellen und stationären Kurvenfahrt maßgeblich ist. Außerdem ergibt sich aus den Gleichungen die Relevanz des Massenträgheitsmomentes des Gesamtfahrzeuges um die Hochachse J_{zz} .

2.3. MODELLIERUNGSANSÄTZE IN DER FAHRZEUGDYNAMIK

Gegenwärtig gilt für die Komplexität von Simulationsmodellen das Prinzip der Zweckmäßigkeit. Ein Modell soll exakt die Phänomene und Mechanismen abbilden, die für den jeweiligen Einsatzzweck relevant sind. Außerdem ist es von großer Bedeutung, dass die Komplexität der Modelle in einem Gleichgewicht mit der Methode zur Parameteridentifikation steht. Aufgrund der höheren Komplexität und damit in der Regel einhergehenden Nichtlinearität hochauflösender Modelle ist das Risiko der unkontrollierten Extrapolation in nicht im Parameterbestimmungsprozess betrachteten Betriebsbereiche größer, als bei weniger komplexen Modellen. Darüber hinaus ist es bei einfacheren Modellen ebenfalls leichter, diese auf ihre Extrapolationsfähigkeit zu überprüfen und die Gefahr des Missbrauchs ist geringer. Die Entscheidung für zweckmäßige Modelle hat folgende Eigenschaften:

1. Übersichtliche und dedizierte Parameteridentifikationsprozesse
2. Komplexität der Modelle spiegelt sowohl der Anwendung als dem Erkenntnisstand des Anwenders wider
3. Potenzielle Heterogenität der Modelllandschaft, nachdem für jeden Einsatzzweck ein separates, zugeschnittenes Modell verwendet wird

In den folgenden Unterabschnitten werden zunächst existierende Reifenmodelle und anschließend Gesamtfahrzeugmodellansätze beschrieben.

2.3.1. REIFENMODELLE

Modelle zur Beschreibung der Kraftübertragung zwischen Reifen und Fahrbahn erstrecken sich von empirischen Modellen, welche lediglich einzelne Phänomene abbilden bis hin zu Mehrkörper- und Finite-Elemente-Modellen, in denen der Versuch unternommen wird, das Reifenverhalten unter allen potenziellen Einsatzbedingungen auf physikalischer Basis abzubilden, [Gip07]. Die Modellqualität sollte allerdings nicht ausschließlich vor dem Hintergrund der Modellkomplexität gesehen werden. Es ist ebenfalls erforderlich, dass ein Parameteridentifikationsprozess existiert, welcher die möglichst eindeutige Bestimmung erforderlicher Eigenschaften zulässt. Je höher die Modellkomplexität, desto höher ist in den meisten Fällen auch der Aufwand zur hochgenauen Parametrierung. Außerdem spielt das Verständnis des Anwenders eine wichtige Rolle. Wenn Modellergebnisse nicht nachvollzogen werden können oder das Modell keine Einsichten in die den Phänomenen zugrunde liegenden Mechanismen gewährt, so geht der Nutzen des Modells stark zurück. Um diesen Aspekten Rechnung zu tragen wird die Übersicht von Einsle [Ein11] aufgegriffen und die verschiedenen Modellklassen im Verhältnis zu den vorgenannten Kriterien gesetzt. Abbildung 2.12 stellt die unterschiedlichen Kategorien von Reifenmodellen qualitativ hinsichtlich Einsicht in die der Kraftübertragung zugrunde liegenden Mechanismen und der Modellkomplexität, sowie der Abbildungsgüte und dem Parametrierungsaufwand gegenüber. Innerhalb der Kennlinienmodelle wird nicht weiter unterschieden und es werden die flexible-Gürtelring-Modelle in eine Kategorie zusammengelegt. Somit werden folgende Modellkategorien betrachtet.

1. Kennlinienmodelle (bspw. MF-Tyre [Pac12], TM-Easy [Ril94])

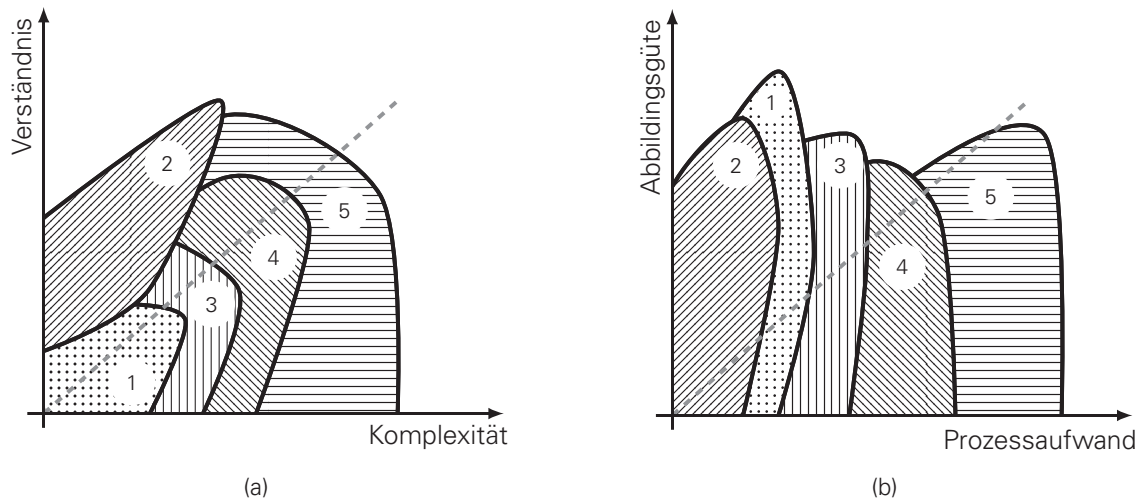


Abbildung 2.12.: Einordnung von Reifenmodellkategorien hinsichtlich (a) Verständnis und Komplexität, sowie (b) Abbildungsgüte und Prozessaufwand zur Parametrierung. 1– Kennlinienmodelle; 2– semi-physikalische Modelle; 3– Starr-Gürtelring-Modelle; 4– Flexible-Gürtelring-Modelle; 5– FE-Modelle

2. semi-physikalische Modelle (bspw. Uni-Tire [GL07])
3. Starr-Gürtelring-Modelle (bspw. MF-SWIFT [Zeg98; Mau00; Pac12])
4. Flexible-Gürtelring-Modelle (bspw. FTire [Gip07])
5. Finite-Elemente-Modelle (bswp. [Gle01])

Für weitere Modellbeispiele gehörend zu obengenannten Kategorien sei an der Stelle auf [Ein11] verwiesen. In Abbildung 2.12 ist ersichtlich, dass insbesondere semi-physikalische Reifenmodelle tiefe Einsichten in die Reifenkraftübertragung liefern, obwohl sie nur relativ geringe Komplexität besitzen. Außerdem kann festgehalten werden, dass die Erhöhung der Modellkomplexität in dieser Modellkategorie tiefere Einsichten in die wirksamen Mechanismen erlaubt, während dies insbesondere bei mathematischen Kennlinienmodellen nicht der Fall ist. Die Erhöhung der Komplexität führt bei dieser Modellkategorie i.d.R. zu einer Erhöhung der Abbildungsgüte, während das Verständnis der wirkenden Mechanismen bei diesen Modellen generell nicht im Fokus steht. FE-Modelle und mehrdimensionale flexible-Gürtelringmodelle erfordern den größten Prozessaufwand zur Parametrierung, während semi-physikalische und Kennlinienmodelle bereits auf der Basis weniger Reifenmessungen mit höher Abbildungsgüte parametrierung werden können, sofern die Messungen dem späteren Anwendungsfall entsprechen. Das mathematische Kennlinienmodell, welches seit den 1990'er Jahren als Industriestandard für die Abbildung von den hier betrachteten longitudinalen und lateralen Reifencharakteristika gilt, ist das Magic Formula Reifenmodell (MF-Tyre). Dieses Reifenmodell basiert auf eine komplexe zusammengesetzte trigonometrische Funktion, dessen Form der Longitudinal- und Lateralkraftkurve über dem Umfangschlupf respektive dem Schräglaufwinkel nachempfunden wurde.

$$y = D \sin (C \arctan (B x - E (B x - \arctan (B x)))) \quad (2.39)$$

$$\text{mit } Y(X) = y(x) + S_V \quad (2.40)$$

$$x = X + S_H \quad (2.41)$$

Gleichung 2.39 gilt für Eingangsgrößen Schräglaufwinkel $X = \tan \alpha$ und Umfangschlupf $X = \kappa$, entsprechend der in Unterabschnitt 2.1.7 diskutierten Definitionen nach Pacejka

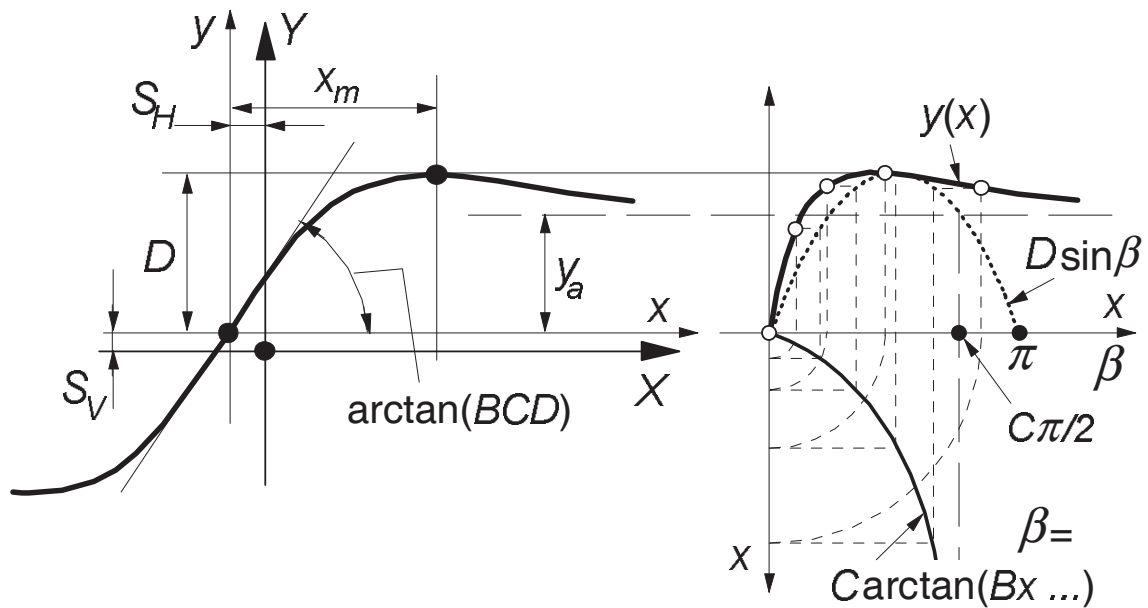


Abbildung 2.13.: Darstellung der Magic Formula unter Angabe der Einflüsse einzelner Parameter, [Pac12].

[Pac12]. Als Ausgangsgrößen können Longitudinalkraft $Y = F_x$, Lateralkraft $Y = F_y$ oder Rückstellmoment $Y = M_z$ gewählt werden. Der Parameter B gilt als Steifigkeitsfaktor, welcher die Umfangschlupf- und Schräglaufsteifigkeit beschreibt. C beeinflusst die Form der Kurve und den Abfall nach dem Maximum, während D die Gesamtkurve skaliert und somit den Absolutwert des Maximums bestimmt. E beeinflusst die Krümmung der Kurve im Übergangsbereich, während die Verschiebungen S_V und S_H die gesamte Kurve in vertikaler respektive horizontaler Richtung verschieben und somit die Abbildung von Asymmetrien ermöglichen. Der Zusammenhang dieser Parameter, welche alle selber Funktionen der Vertikalkraft, des Sturzwinkels und jeweils des Umfangschlupfes bzw. des Schräglaufwinkels sind, ist in Abbildung 2.13 dargestellt. Für weiterführende Angaben und Herleitungen zum Magic Formula Reifenmodell und die Erweiterungen dieses Modells sei an der Stelle auf Pacejka [Pac12] verwiesen.

2.3.2. GESAMTFAHRZEUGMODELLE

Die Komplexität und die Zahl von Freiheitsgraden eines Gesamtfahrzeugmodells ist weniger für die Qualität der rechnerischen Vorhersagen, sondern insbesondere für die Anzahl und den Detaillierungsgrad von Schnittgrößen entscheidend. Es ist somit nicht davon auszugehen, dass ein hochauflösendes Mehrkörpermodell unbedingt zu einer höheren Prognosefähigkeit auf Gesamtfahrzeugebene führt, [Unt13]. Mithilfe eines solchen Modells sind jedoch Detailbetrachtungen an einzelnen Komponenten möglich, welche bspw. ein im vorangegangenen Abschnitt 2.2 hergeleitetes Einspurmodell nicht erlaubt. Das Einspurmodell eignet sich besonders zur Analyse der Fahrdynamik von Kraftfahrzeugen und zum Erkenntnisgewinn hinsichtlich der wirksamen Mechanismen. Zur korrekten Beschreibung der Fahrdynamik und insbesondere zur Unterscheidung zwischen Reifencharakteristika und den in Matschinsky [Mat07] ausführlich diskutierten Eigenschaften der Radführung, ist die Auflösung radbezogener Betriebszustände notwendig. Die hierzu erforderlichen Gleichungen der Systemdynamik werden erst durch die Modellierung in Form eines Mehrkörper-Modells erhalten (vgl. bspw. Rill [Ril94]). Auf weiterführende Modellierungsansätze des Gesamtfahrzeugverhaltens wird

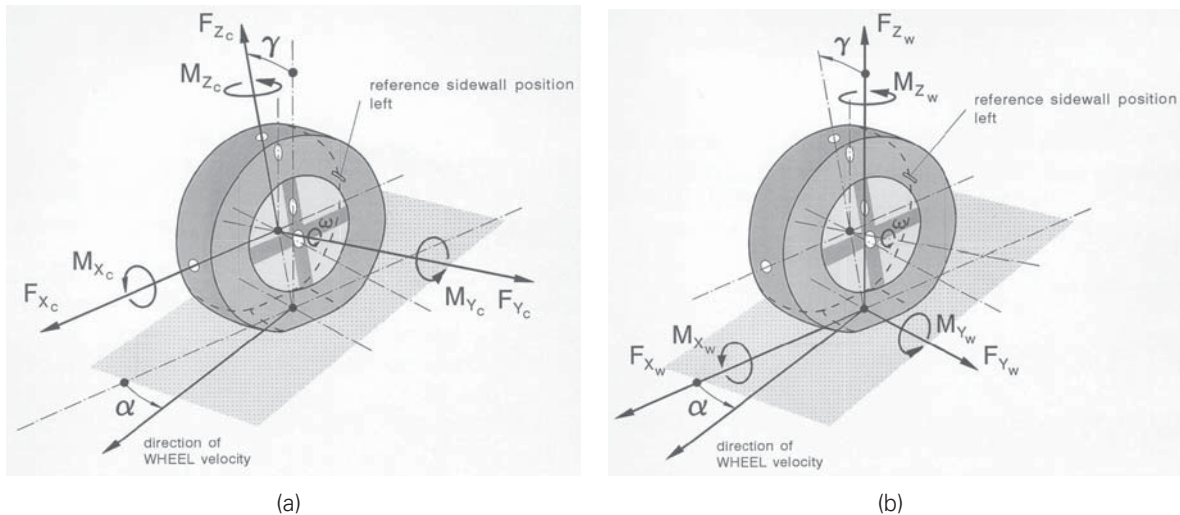


Abbildung 2.14.: Darstellung der in dieser Arbeit verwendeten Koordinatensysteme. (a) TYDEX-C Koordinatensystem im Radmittelpunkt und (b) TYDEX-W Koordinatensystem im Radaufstandpunkt, beide aus [UZ97].

hier aus Gründen der Übersichtlichkeit nicht näher eingegangen. Es wird verwiesen auf weitere eingehende Literaturstellen, [Mei03; MW04; SHB13; HEG13]

2.4. EXISTIERENDE PRÜFFELDER ZUR BESCHREIBUNG VON SYSTEMEIGENSCHAFTEN

Die Prognosefähigkeit von Modellen zur Beschreibung der Fahrdynamik von Kraftfahrzeugen entscheidet sich gleichermaßen über den Detaillierungsgrad der in den vorangegangenen Abschnitten diskutierten Modellansätzen und über die Präzision der zur Parametrierung verwendeten Identifikationsprozesse. Zu diesem Zweck werden in diesem Abschnitt existierende Prüffelder zur Identifikation von Reifencharakteristika, Eigenschaften der Radführung, sowie Eigenschaften des Gesamtfahrzeuges diskutiert.

2.4.1. ÜBERSICHT UND EIGENSCHAFTEN DER PRÜFFELDER FÜR REIFEN

Zur Untersuchung des Reifens existiert eine Vielzahl unterschiedlicher Prüfstandkonzepte, welche in den meisten Fällen einer spezifischen Untersuchungszielstellung dienen. Die maßgeblichen abzudeckenden Eigenschaftsbereiche des Spektrums an Betriebsbedingungen des Reifens sind dabei

1. Fahrdynamik
2. Fahrkomfort und Betriebsfestigkeit
3. Energie-Effizienz
4. Akustik

Zur vereinheitlichten Darstellung und Auswertung von experimentellen Reifendaten wurde das TYDEX-Format entwickelt, [UZ97]. Die beiden maßgeblichen Koordinatensysteme, welche in dieser Standard Anwendung finden, sind in Abbildung 2.14 dargestellt. Es wird



unterschieden zwischen dem TYDEX-C- und dem TYDEX-W-System, wobei sich beide Koordinatensysteme im Wesentlichen dadurch unterscheiden, dass als Ursprung entweder der Radmittelpunkt (C-System) oder der Radaufstandspunkt (W-System) gewählt wird. Hüseemann [Hüs11] stellt die verschiedenen Prüfstandkonzepte gegenüber und beschreibt die jeweiligen Vor- und Nachteile. Diese Gegenüberstellung wird im Folgenden aufgegriffen und an einigen Stellen ergänzt.

FLACHBAHNPRÜFSTAND

Der Flachbahnprüfstand ist der am häufigsten verwendete Reifenprüfstand für die Identifikation der longitudinalen und lateralen Kraftübertragung zwischen Reifen und Fahrbahn. Er besteht aus einem umlaufenden Metallband, welches mit einem Schleifpapier beklebt und im Bereich der Reifenaufstandsfläche von einem Fluidlager unterstützt wird. Das Laufband läuft über zwei Rollen, welche sowohl für die Aufbringung der Fahrbahngeschwindigkeit als für die Kontrolle der Ausrichtung des Laufbandes verantwortlich sind. Desweiteren besteht der Prüfstand aus einer Hub- und Schwenkeinheit, an der der Prüfling auf einer definierten Felge angebracht wird. An dieser Einheit lassen sich die Orientierung des Rades, sowie ein definierter Fahrweg einstellen, welcher zur Einregelung einer Vertikalkraft genutzt wird. Einige Flachbahnprüfstände sind darüber hinaus mit einer Antriebseinheit an der Hub- und Schwenkeinheit ausgestattet, welche es ermöglicht, das Rad mit einem Antriebs- oder Bremsmoment zu beaufschlagen. Aufgrund der Dimensionierung der Antriebseinheit ist die Dynamik besonders hinsichtlich des Schräglaufwinkels in diesem Zustand eingeschränkt, weswegen sie i.d.R. demontierbar gestaltet ist. Konstruktiv zeichnet sich dieser Prüfstand dadurch aus, dass er gebäudetechnisch autark ist und die inneren Steifigkeiten vollständig von der Prüfstandkonstruktion abhängen. Die Eigenschaften dieses Prüfstandkonzeptes lassen sich somit wie folgend zusammenfassen.

1. Artificielle Oberflächenstruktur der Fahrbahn
2. Ebene Aufstandsfläche
3. Prüfstand-interne Abstützung von Reifenkräften und -momenten
4. Hochgenaue Kontrolle von Reifenzustandsgrößen wie Umfangschlupf, Schräglaufwinkel, Vertikalkraft und Sturzwinkel

AUSSENTROMMELPRÜFSTAND

Im Gegensatz zu Flachbahnprüfständen ist bei Außentrommelprüfständen ein Teil des Prüfstandes in das Prüfstandgebäude bzw. in ein Schwingungsfundament des Prüfstandes integriert. Es handelt sich hierbei um Trommel, Trommelführung und Trommelantrieb. Der Prüfstandaufbau stützt sich ebenfalls am Gebäude oder Schwingungsfundament ab. Die innere Prüfstandsteifigkeit ist in diesem Fall entsprechend sowohl über die Steifigkeit des Prüfstandaufbau als über die Steifigkeit dessen Anbindung an das Gebäude definiert. Nachdem die Gebäudesteifigkeit und i.d.R. auch die Prüfstandsteifigkeit diesen Prüfstandtyps vergleichsweise hoch ist, eignet sich ein solcher Prüfstand besonders für die Analyse von Steifigkeits- und Schwingungseigenschaften, [Sar15]. Der Trommelradius beträgt meist zwischen 1.7 und 3 m, welches zu einer maßgeblichen konvexen Krümmung der Fahrbahnoberfläche im Bereich des Kontaktes mit dem Reifen führt. Die Oberflächentextur ist zwischen Stahl und Schleifpapier unterschiedlicher Körnung wählbar, lässt jedoch bisher aus fertigungstechnischen Gründen keine reale Fahrbahnoberfläche zu. Die Eigenschaften des Außentrommelprüfstandes lassen sich somit wie folgend zusammenfassen.

1. Artificielle Oberflächenstruktur der Fahrbahn



2. Gekrümmte Aufstandfläche, Verringerung der Aufstandfläche
3. Prüfstand-interne Abstützung von Reifenkräften und -momenten
4. Hochgenaue Kontrolle von Reifenzustandsgrößen wie Umfangschlupf, Schräglaufwinkel, Vertikalkraft und Sturzwinkel

INNENTROMMELPRÜFSTAND

Der Innentrommelprüfstand unterscheidet sich vom Außentrommelprüfstand hauptsächlich durch die konkave Krümmung der Aufstandfläche, welche ebenfalls zu geäderten kinematischen Bedingungen in der Reifenkontaktfläche führt. Der Innentrommelprüfstand bietet die Möglichkeit Oberflächensegmente mit realer Oberflächenstruktur der Fahrbahn zu verwenden, deren Länge jedoch auf den Trommelumfang begrenzt ist. Im Gegensatz zu Außentrommelprüfstände können Innentrommelprüfstände, aufgrund des begrenzten Platzangebotes innerhalb der Trommel, meist nicht so steif ausgeführt werden. Die Eigenschaften des Innentrommelprüfstandes lassen sich somit wie folgend zusammenfassen.

1. Reale Oberflächenstruktur der Fahrbahn möglich, jedoch mit begrenzter Länge
2. Gekrümmte Aufstandfläche, Vergrößerung der Aufstandfläche
3. Prüfstand-interne Abstützung von Reifenkräften und -momenten
4. Hochgenaue Kontrolle von Reifenzustandsgrößen wie Umfangschlupf, Schräglaufwinkel, Vertikalkraft und Sturzwinkel

ANHÄNGER-, LKW- UND BUSPRÜFSTAND

Im Gegensatz zu den vorgenannten, fest in Gebäuden integrierten Prüfständen erlauben fahrbare Anhängerprüfstände die Untersuchung von Reifencharakteristika auf fast jeder realen Fahrbahnoberfläche. Der Aufbau ist prinzipiell bei allen Bauarten vergleichbar, sie unterscheiden sich jedoch in ihrer Dimension. Die Besonderheit fahrbarer Prüfstände besteht darin, dass die vom untersuchten Prüfling aufgebrachten Kräfte und Momente am Fahrzeug über dessen Beschleunigung, sowie dessen Reifen abgestützt werden. Darüber hinaus besitzen reale Fahrbahnoberflächen eine größere Welligkeit im Vergleich zu Prüfstandoberflächen, welches in Kombination mit der Kraftabstützung zu dynamischen Abweichungen in der Kontrolle von Randbedingungen führt. Um dem entgegenzuwirken ist es von entscheidender Bedeutung, dass der Anhängerprüfstand eine möglichst hohe Eigenmasse besitzt. Die Eigenschaften des Außentrommelprüfstandes lassen sich somit wie folgend zusammenfassen.

1. Reale Oberflächenstruktur der Fahrbahn
2. Ebene Aufstandfläche
3. Abstützung von Reifenkräften und -momenten durch die Reifen des Anhängers und des Zugfahrzeuges
4. Defizite in der Kontrolle von Reifenzustandsgrößen wie Umfangschlupf, Schräglaufwinkel, Vertikalkraft und Sturzwinkel

2.4.2. PRÜFFELDER FÜR RADFÜHRUNGEN

Zur Vermessung der kinematischen und elasto-kinematischen Eigenschaften der Radführung existieren dedizierte KnC³-Prüfstände. Es kann unterschieden werden zwischen KnC-Prüfständen, welche in der Lage sind die stationären Eigenschaften der Radführung aufzunehmen, und solchen, die darüber hinaus eine dynamische Anregung erlauben. Bei den Ausführungen zur Ermittlung der stationären Eigenschaften wird der Fahrzeugaufbau mithilfe einer Klemmverbindung an den Seitenschwellern gefesselt. Anschließend werden die kinematischen und elasto-kinematischen Eigenschaften der Radführung üblicherweise mittels eindimensionaler Belastungen geprüft. Die Kinematik wird mithilfe von geometrischen Vorgaben des Lenkradwinkels und des Federweges geprüft, während zur Identifikation der Elastokinematik dedizierte Kräfte und Momente aufgebracht werden. Als Ausgangsgrößen werden üblicherweise insbesondere Spur- und Sturzwinkel der Radführung betrachtet. Zur Beschreibung der Eigenschaften der Radführung unter für die Fahrdynamik von Kraftfahrzeugen relevanten Betriebskonditionen werden die vermessenen eindimensionalen Eigenschaften superponiert. Mit der Gültigkeit der Superposition eindimensionaler Lastfälle zu mehrdimensionalen Lastkollektiven beschäftigt sich Elbers [Elb02]. Es kann festgehalten werden, dass eine Superposition weitestgehende Gültigkeit besitzt, sofern die am KnC-Prüfstand untersuchten Lastfälle dem späteren Anwendungsraum entsprechen.

2.4.3. GESAMTFAHRZEUGPRÜFSTÄNDE

Neben dem Reifen und der Radführung sind die Konzeptgrößen des Fahrzeuges für die Fahrdynamik von großer Bedeutung. Entsprechend Unterabschnitt 2.3.2 gilt dies bereits bei einfachen Betrachtungen des Einspurmodells für das Trägheitsmoment um die Fahrzeughochachse, die Fahrzeugmasse und die örtliche Position des Schwerpunktes und entsprechende Achslastverteilung. Zur Vermessung dieser Eigenschaften wird neben einer Fahrzeugwaage, an der die auf jedem einzelnen Rad lastende Masse ermittelt wird, auch ein Fahrzeugpendelprüfstand verwendet, welche die Trägheit auf Basis einer Schwingungsanalyse aus der gemessenen Schwingfrequenz ω_0 und bekannter Federsteifigkeit c_ψ gemäß Gleichung 2.42 berechnet.

$$\omega_0 = \sqrt{\frac{c_\psi}{J_{zz}}} \quad (2.42)$$

$$J_{zz} = \frac{\omega_0^2}{c_\psi} \quad (2.43)$$

2.5. DISKUSSION

Die Literatur auf dem Gebiet der Beschreibung von Reifencharakteristika ist nicht in allen Bereichen eindeutig und vollständig.

KRAFTÜBERTRAGUNG ZWISCHEN REIFEN UND FAHRBAHN

Obwohl sie für die Fahrdynamik von Kraftfahrzeugen von entscheidender Bedeutung ist, wird die Kraftübertragung zwischen Reifen und Fahrbahn üblicherweise lediglich phänomenologisch oder phänomenologisch-mathematisch beschrieben. Eingehende und physikalisch korrekte, jedoch gleichzeitig hinreichend verständliche Beschreibungen der Mechanismen der Kraftübertragung finden sich in der Literatur nur sehr begrenzt. Sogar in den Arbeiten von Pacejka u. a. [PS91] und Rill [Ril94] finden sich keine vollständigen Beschreibungen der

³Kinematics and Compliance



Kraftübertragung, weder im Linear-, noch im Grenzbereich, sondern lediglich Ansätze dazu. Darüber hinaus werden die hergeleiteten Zusammenhänge nur selten mittels qualitativ hochwertiger, experimenteller Daten belegt.

MECHANISMEN DER ELASTOMERREIBUNG

Es ist anzunehmen, dass nach der Reibungstheorie von Persson [Per00], Adhäsion auf sehr kleinen Längenskalen bei geringen Relativgeschwindigkeiten erhebliche Hystereseeanteile bedingt. Diese liegen bereits erheblich über dem Niveau, das bei der Geschwindigkeit auf Basis der reinen Hysteresese zu erwarten wäre. Auch ist davon auszugehen, dass Verschmutzung nur einen mittelbaren Einfluss auf die adhäsionsbedingte Reifenkraftübertragung hat. Zwar verhindern Schmutzpartikel, dass an den exakten Stellen Adhäsionskräfte zwischen Reifenmaterial und Fahrbahnoberfläche ausprägen können, so ist es doch unwahrscheinlich, dass die wenigen mikroskopischen Spitzen, an denen sich Adhäsion ausbreitet, alle von Schmutzpartikel verdeckt werden. Vielmehr wird erwartet, dass ähnlich wie es Persson u. a. [Per05b] für den Zustand von mit Zwischenmedien benetzten Fahrbahnoberflächen beschreibt, es zu einem gewissen Grad der Abdeckung kommt. Bei einem Festkörper-Zwischenmedium ist jedoch von einem geringeren Abdeckungsgrad im Vergleich zu einem flüssigen Medium und dementsprechend zu einer geringeren Beeinträchtigung der adhäsionsbedingten Reifenkraftübertragung auszugehen. Auf Basis der vorangegangenen Argumentation liegt es nahe, dass ein Teil der Reibungsmechanismen auf realen Fahrbahnen bereits bei Gleitgeschwindigkeiten $v_G \rightarrow 0$ wirksam sind. Dies gilt für die mechanische Verzahnung, die Adhäsionsreibung und die adhäsionsbedingte Hysteresereibung. In Bezug auf die Reibung von Elastomerblöcken auf realen, trockenen Fahrbahnen kann praktisch, im Vergleich zu höheren Gleitgeschwindigkeiten, bei Gleitgeschwindigkeiten $v_G \rightarrow 0$ von einer höheren übertragbaren Reibungskraft ausgegangen werden, wie ebenfalls Ammon u. a. [Amm04], Persson u. a. [Per04] und Hüsemann [Hüs11] feststellten. Insgesamt kann jedoch festgehalten werden, dass die Reibungsmechanismen nicht vollständig erforscht sind. Viele der existierenden Theorien gründen sich auf mittelbaren Beobachtungen und experimentell ebenfalls lediglich mittelbar belegbaren theoretischen Herleitungen.

2.6. ZUSAMMENFASSUNG

In diesem Kapitel wird ein Überblick über die für den späteren Verlauf der Arbeit entscheidenden wissenschaftlichen Grundlagen gegeben. Insbesondere die Kraftübertragung zwischen Reifen und Fahrbahnoberfläche wird anhand eines argumentativen Kreislaufes auf allen Längenskalen analysiert. Es wird näher auf den Reifenaufbau und dessen Einfluss auf die Kraftübertragung, auf die mikro- und makroskopische Kontaktfläche und auf die Deformationskinematik innerhalb der Reifenkontaktfläche eingegangen. Insbesondere das visko-elastische Materialverhalten und die Mechanismen der Elastomerreibung werden eingehend diskutiert und es werden Kontroversen innerhalb der Literatur aufgedeckt. Es wird festgestellt, dass obwohl die Elastomerreibung noch nicht in allen Facetten verstanden ist, doch entscheidende Zusammenhänge identifiziert werden können. So wird dargelegt, dass insbesondere eine große Abhängigkeit von der Paarung des Reifens mit der Fahrbahnoberfläche besteht, sofern die Reibungskraft maßgeblich von hystereseebedingten Mechanismen abhängt. Dies trifft besonders auf den Zustand des Reifens zu, bei der eine Gleitgeschwindigkeit zwischen Reifenoberflächenmaterial und Fahrbahnoberfläche auftritt. Bei kleinen Relativgeschwindigkeiten kann davon ausgegangen werden, dass die Abhängigkeit von der Beschaffenheit der Fahrbahnoberfläche nur begrenzt ist.

Des Weiteren werden die Grundlagen der Fahrdynamik von Kraftfahrzeugen aufgearbeitet. Auf Basis der Kräfte- und Momentenbilanzen werden, gemäß dem aus der Literatur be-

kannten Ansatz des Einspurmodells, die Zustandsgrößen der Fahrdynamik hergeleitet, von der langsamen, über die schnelle stationäre, bis hin zur schnellen instationären Kurvenfahrt. Die charakteristischen Größen der Kraftübertragung zwischen Reifen und Fahrbahn können demnach in einen direkten Bezug zur Fahrdynamik von Kraftfahrzeugen gesetzt werden. Zur Analyse der Wechselwirkung von Reifen und Fahrzeug werden Rechenmodelle verwendet, welche insbesondere für den Reifen hinsichtlich der gewonnenen Einsichten in die entscheidenden Mechanismen und der Komplexität, respektive der Abbildungsgüte und der Aufwendigkeit des Parametrierungsprozesses analysiert werden. Es wird festgestellt, dass insbesondere mechanisch-analytische Modelle tiefe Einsichten in die Mechanismen der Kraftübertragung liefern, während mathematische Modelle sich durch eine hohe Abbildungsgüte bei gleichzeitig geringem Parametrierungsaufwand auszeichnen.

Basierend auf diese Grundlage wird im anschließenden Kapitel die objektive Beschreibung der Fahrdynamik von Kraftfahrzeugen analysiert, werden Gesamtfahrzeugkenngrößen abgeleitet und diese hinsichtlich der auftretenden Betriebsbedingungen der Reifen untersucht. Anschließend wird eine Methode zur Identifikation von Reifencharakteristika entwickelt, dessen Essenz die zuvor diskutierte Erkenntnis ist, dass einige Reifencharakteristika maßgeblich, andere jedoch nur in sehr geringem Maße von der Paarung des Reifens mit der Fahrbahnoberfläche abhängen.





3. HYBRIDE IDENTIFIKATIONSMETHODE FÜR REIFENCHARAKTERISTIKA



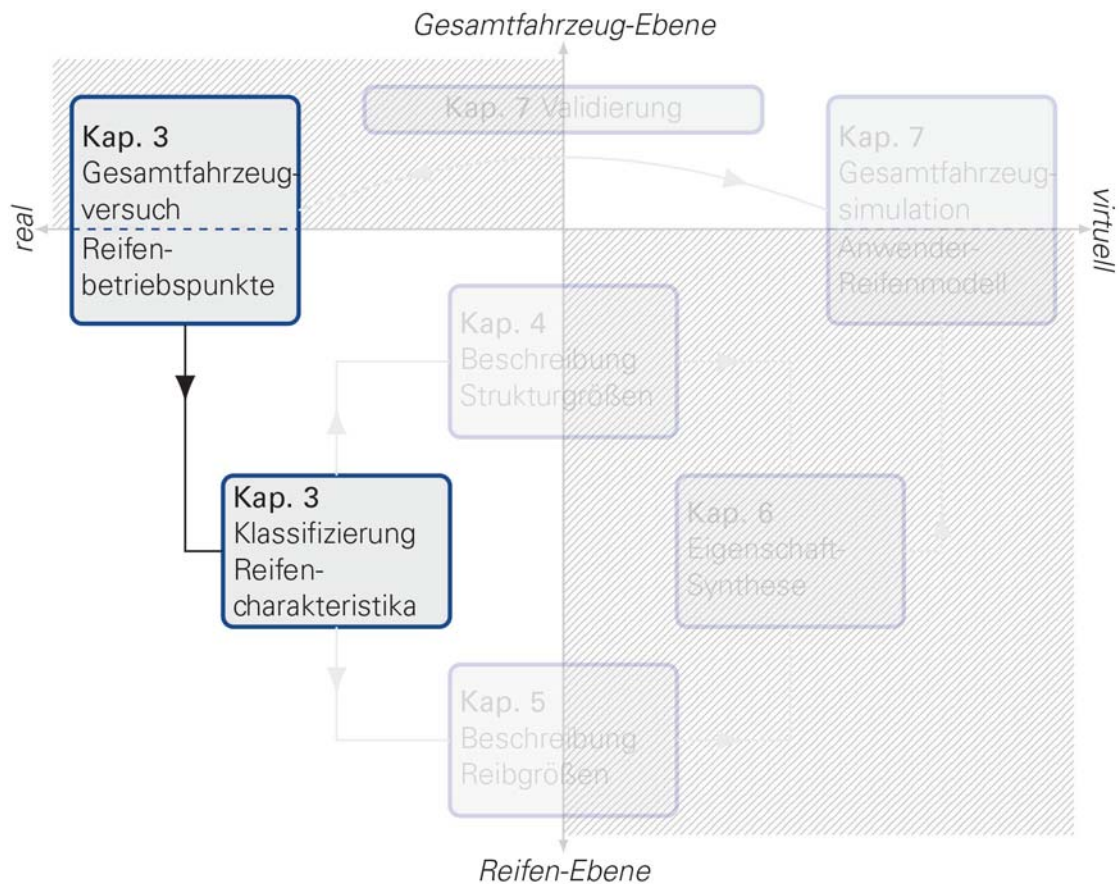


Abbildung 3.1.: Einordnung von Kapitel 3 in die Struktur der Arbeit.

Aus Kapitel 2 geht hervor, dass das Reifenverhalten von einer Vielzahl an intrinsischen und extrinsischen Bedingungen abhängig ist. Demzufolge ist es zweckmäßig, zunächst eine Eingrenzung der zu betrachtenden Betriebsbedingungen anhand der beabsichtigten Anwendung vorzunehmen. Zu diesem Zweck werden in Abschnitt 3.1 die in dieser Arbeit untersuchten Kenngrößen auf Gesamtfahrzeugebene dargestellt und zugehörige Fahrmanöver zur objektiven Fahrzeugcharakterisierung vorgestellt. Diese Kenngrößen werden sowohl Eingang zur Identifikation von zu untersuchenden Reifenbetriebsbedingungen, als in Kapitel 7 zur Validierung der entwickelten Methode auf Gesamtfahrzeugebene genutzt. Mithilfe von Gesamtfahrzeugversuchen mit einem mit umfassender Messausrüstung ausgestattetem Fahrzeug werden in Abschnitt 3.2 die während dieser Manöver auftretenden Reifenbetriebsbedingungen für verschiedene Reifen identifiziert. Analysiert werden die Zustandsgrößen Schräglaufwinkel, Sturzwinkel, Vertikalkraft und Reifentemperatur. Anschließend wird in Abschnitt 3.3 auf Basis dieser Kenntnis eine Identifikationsmethode entwickelt, die auf der Klassifizierung von Reifencharakteristika in zwei Kategorien basiert und die Grundlage für den weiteren Verlauf dieser Arbeit bildet. Dies ist in Abbildung 3.1 schematisch dargestellt.

3.1. DEFINITION VON ZU UNTERSUCHENDEN GESAMTFAHRZEUGKENNGRÖSSEN

Zur Untersuchung der planaren Fahrdynamik von Fahrzeugen existiert eine Vielzahl an Manöver und Kenngrößen, welche alle mehr oder weniger gut zum subjektiven Fahreindruck korrelieren. Zahlreiche Arbeiten haben sich in der Vergangenheit mit der Übertragung vom



Tabelle 3.1.: Übersicht der in dieser Arbeit betrachteten Kenngrößen der Gesamtfahrzeugdynamik (vgl. Abbildung 3.2).

Nummer	Kennwert	Manöver	v_x	Beschreibung
1	$\left. \frac{\partial \delta_H}{\partial a_y} \right _{a_y=0.4g}$	SRS100	100 kmh ⁻¹	Lenkradwinkelgradient im Linearbereich
2	$\left. \frac{\partial \delta_H}{\partial a_y} \right _{a_y=0.85a_{y,max}}$	SRS100	100 kmh ⁻¹	Lenkradwinkelgradient im Grenzbereich
3	$\left. \frac{\partial \beta}{\partial a_y} \right _{a_y=0.4g}$	SRS100	100 kmh ⁻¹	Schwimmwinkelgradient im Linearbereich
4	$\left. \frac{\partial \beta}{\partial a_y} \right _{a_y=0.85a_{y,max}}$	SRS100	100 kmh ⁻¹	Schwimmwinkelgradient im Grenzbereich
5	$a_{y,max}$	SRS100	100 kmh ⁻¹	Maximale Lateralbeschleunigung
6	f_{eig}	RSI100	100 kmh ⁻¹	Frequenz, an der die Übertragung des Lenkradwinkels zur Giergeschwindigkeit das erste Maximum erreicht
7	$\Delta \left \frac{\dot{\psi}}{\delta_H} \right $	W100 RSI100	/ 100 kmh ⁻¹	Differenz der Verstärkung der Giergeschwindigkeit bezogen auf den Lenkradwinkel bei f_{eig} zu $f \rightarrow 0$
8	s_B	BRK100	100 kmh ⁻¹	Bremsweg inkl. ABS-Regelung, ohne Schwell- und Ansprechzeit, von $v_x = v_0$ bis $v_x = 0$

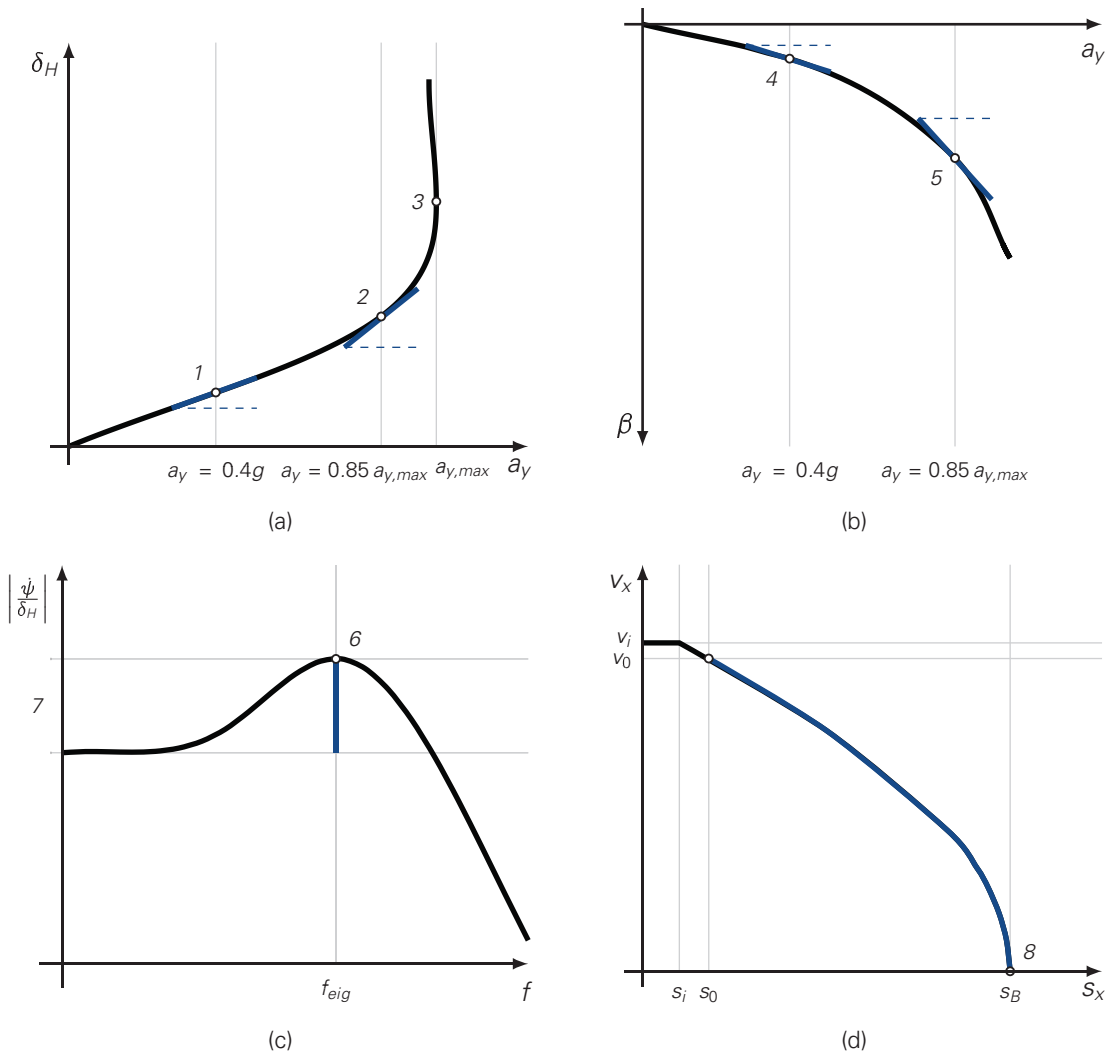


Abbildung 3.2.: (a) Exemplarische Darstellung des zur objektiven Beschreibung des Fahrverhaltens betrachteten Lenkradwinkeldiagramms mit eingetragenen Kenngrößen 1: Lenkradwinkelgradient Linearbereich, 2: Lenkradwinkelgradient Grenzbereich, 3: maximale Lateralbeschleunigung und (b) Schwimmwinkeldiagramm mit 4: Schwimmwinkelgradient Linearbereich und 5: Schwimmwinkelgradient Grenzbereich (c) Gierverstärkungsdiagramm mit 6: Giereigenfrequenz und 7: Differenz Verstärkung Giergeschwindigkeit über dem Lenkradwinkel bei der Giereigenfrequenz, sowie (d) Bremsdiagramm mit 8: Bremsweg mit stationärer Verzögerung, Initialgeschwindigkeit v_i und -Distanz s_i zu Zeitpunkt $t = t_i$, sowie Anfangsgeschwindigkeit des Manövers v_0 und Anfangsweg s_0



Subjektivempfinden des Fahrers in Objektivkennwerte beschäftigt. Die maßgeblichen Erkenntnisse lassen sich wie folgend zusammenfassen.

1. Für eine Durchgängigkeit in der Fahrdynamikentwicklung ist es elementar wichtig, dass die verwendeten Methoden und Kenngrößen in Simulation, objektiver Fahrdynamikanalyse und Subjektivwertung möglichst gleich oder vergleichbar anwendbar sind.
2. Im Gegensatz zu Closed-Loop Manövern, sind die meisten Open-Loop Fahrmanöver ohne Fahrroboter reproduzierbar durchführbar.

Aus dem ersten obengenannten Grund scheiden Closed-Loop Fahrmanöver aus, nachdem es aktuell unmöglich ist, das Fahrerverhalten vollständig objektiv oder in Simulation zu beschreiben. Die Interaktion zwischen Fahrer und Fahrzeug beeinflusst in diesem Falle zu sehr das Ergebnis, sodass die Präzision und die virtuelle Reproduzierbarkeit eingeschränkt sind, [Sch10a; Zsc09; Sch14] Bei Fahrmanövern, welche zur Charakterisierung des Reifenverhaltens angewendet werden, ist darüber hinaus von großer Bedeutung, dass die Beanspruchung der Reifen möglichst begrenzt wird. Dies bezieht sich insbesondere auf den Reifenverschleiß über der Versuchsreihe, aber auch auf die Temperaturbeanspruchung des Reifens innerhalb einzelner Manöver. Demnach ist es wichtig, dass Fahrzustände, bei denen große Reifenschlupf und/oder -schräglaufwinkel auftreten, möglichst kurz und mit wenigen erforderlichen Wiederholungen angefahren werden, damit sich das erfahrene Reifenverhalten über der Versuchsreihe nicht graduell verändert. In Tabelle 3.1 sind die in dieser Arbeit betrachteten Kennwerte der Gesamtfahrzeugdynamik zusammengefasst und in Abbildung 3.2 grafisch dargestellt. Die erforderlichen vier Fahrmanöver Lenkradwinkelrampe (*SRS100*), Weave-Test (*W100*), Sinussweep (*RSI100*) und Vollbremsung inklusive ABS¹-Regelung bis Stillstand (*BRK100*) sind in Tabelle 3.2 schematisch dargestellt. Die von den betrachteten Manövern gewährleistete Abdeckung des lateraldynamischen Eigenschaftsraums ist in Abbildung 3.3 schematisch eingeordnet. Erkennbar ist, dass besonders drei Quadranten abgedeckt werden, während der instationäre Grenzbereich nicht explizit berücksichtigt wird. Während dieser Bereich grundsätzlich für die Fahrwerkentwicklung von großer Bedeutung ist, so sind die Manöver in diesem Bereich nur noch vom Fahrer oder einem Fahrroboter geregelt reproduzierbar durchführbar; eine Steuerung, wie bei den im Vorangegangenen beschriebenen Manövern, ist nicht länger möglich. Demzufolge wird die explizite Betrachtung des Reifenverhaltens in diesem Bereich bewusst aus der Betrachtung dieser Arbeit ausgelassen, wenngleich ein grundsätzlicher Zusammenhang mit den hier untersuchten Betriebspunkten naheliegt.

3.2. DEFINITION VON REIFENBETRIEBSBEDINGUNGEN IM GESAMTFAHRZEUGVERSUCH

Zur Ableitung der zu identifizierenden Betriebsbereiche des Reifens werden Vorversuche an einem Fahrzeug durchgeführt. Aus Gründen der Verfügbarkeit und aufgrund von Zugangsbeschränkungen des mit der aufwendigen Messtechnik ausgerüsteten Fahrzeuges, konnten die in diesem Abschnitt dargestellten Untersuchungen nur auf einer flächenmäßig kleineren Prüfstrecke durchgeführt werden. Dieser Umstand führt dazu, dass die Geschwindigkeiten bei den Versuchen nicht wie im vorhergehenden Abschnitt beschrieben bei 100 kmh^{-1} durchgeführt werden, sondern für lateraldynamische Versuche auf 60 kmh^{-1} und für longitudinaldynamische Versuche auf 100 kmh^{-1} beschränkt waren. Höhere Geschwindigkeiten waren aufgrund der begrenzten Platzbedingungen nicht möglich. Dieser Umstand wirkt

¹Anti-Blockier-System; Ein mechatronisches Bremssystem, welches durch Ansteuerung des Bremsdruckes das Blockieren des Rades weitestgehend verhindert und somit bei annähernd maximaler Verzögerung die Lenkfähigkeit des Fahrzeuges aufrecht erhält



Tabelle 3.2.: Übersicht der in dieser Arbeit verwendete Fahrmanöver in Gesamtfahrzeugversuch und -rechnung, nach Schimmel u. a. [Sch14].

Manöver	Schematische Darstellung	Wiederholungen
SRS100		5x links, 5x rechts
W100		4x
RSI100		5x
BRK100		5x

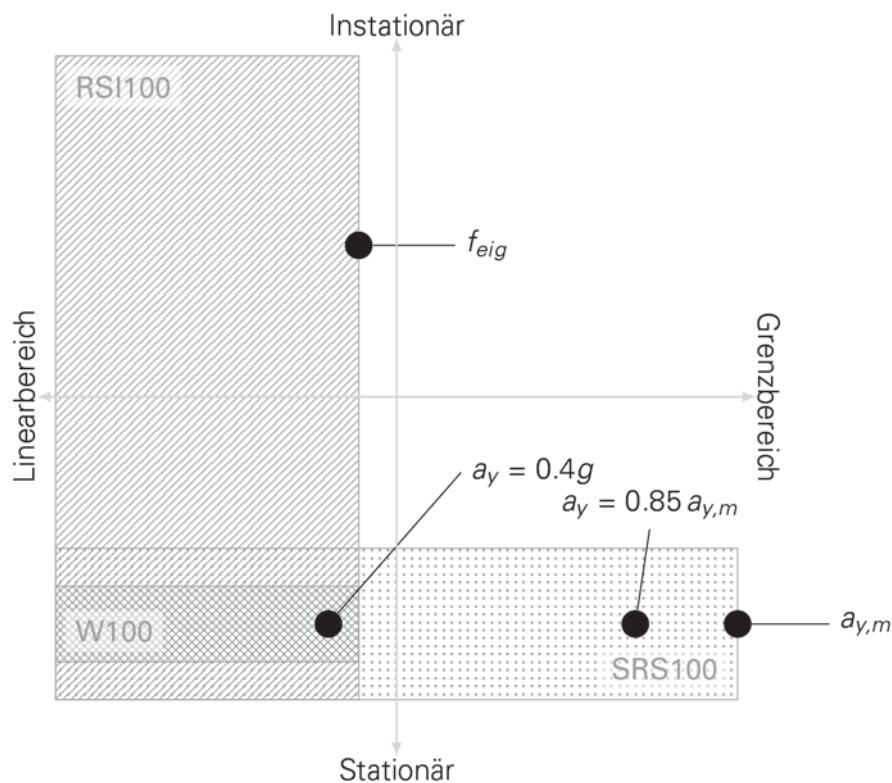


Abbildung 3.3.: Schematische Einordnung der Fahrmanöver und Fahrdynamikenngrößen hinsichtlich Linearität und Dynamik des Gesamtfahrzeugverhaltens



Tabelle 3.3.: Mess- und steuerungstechnische Ausstattung des Versuchsfahrzeuges zur Identifikation von Betriebsbedingungen. Für die Definition bisher nicht benannter Größen wird an der Stelle auf die Notation verwiesen.

Funktion	System	Position	Gemessene Größen	Geschätzte / berechnete Größen
Messung	Messlenkrad	Lenkrad	δ_H, M_H	-
	GPS-gestütztes Inertial/-messsystem	nahe Schwerpunkt	$\vec{a}, \vec{v}, \psi, \dot{\phi}$	$\ddot{\psi}, \ddot{\phi}, \beta$
	Piezo-elektrische Kraft/-mess/-räder	jedes Rad	$\vec{F}, \vec{M}, \theta_R$	ω_R
	Radstellungs/-messtechnik	jedes Rad	-	$\delta_R, \gamma_R, \theta_R, \vec{\rho}$
	Thermografische Kamera	jedes Rad	T_R	-
Steuerung	Fahrroboter	Lenkrad, Gas- / Bremspedal	δ_H, F_B	M_H

sich besonders auf die bei größeren Lateralbeschleunigung auftretenden Reifenoberflächen-temperatur aus. Mittelbar geringfügig beeinflusst werden somit ebenfalls die auftretenden Kräfte und Momente. Auf diesen Einfluss wird im späteren Verlauf in Unterabschnitt 4.5.2 und Abschnitt 5.1 näher eingegangen. Darüber hinaus beeinflusst die geringere Abrollgeschwindigkeit unmittelbar die Kraftübertragung, was ebenfalls in Abschnitt 5.1 und des Weiteren in Unterabschnitt 4.5.1 beschrieben wird.

3.2.1. BESTIMMUNG DER RADSTELLUNG

Die Radstellung wird mithilfe einer berührungslosen, optischen Sensorik erfasst. Hierzu werden an den Rädern spezielle, mit Markern ausgestatteten Radkappen und an den Radhauskanten klebbare Marker angebracht. Mithilfe einer Hochgeschwindigkeitskamera wird nun die Position der Marker zweidimensional erfasst und mithilfe ihrer Kennung und einem virtuellen Netz und Referenzkoordinatensystem dreidimensional ausgewertet. Diese Prüfvorrichtung ermöglicht die Erfassung der Radposition, sowie der Radorientierung in drei Raumrichtungen relativ zum Fahrzeug, siehe auch [WRK13; GD14]. Zur Berechnung der Schräglauf- und Sturzwinkel im Reifenkoordinatensystem müssen die ermittelten Größen mit den im Fahrzeug gemessenen Größen der Gesamtfahrzeugbewegung verrechnet werden. Nachdem der Schräglaufwinkel das Geschwindigkeitsverhältnis des jeweiligen Rades darstellt, wird gemäß Gleichung 3.1 die lokale, sich aus der Gesamtfahrzeugbewegung ergebende Longitudinal- und Lateralgeschwindigkeit an der jeweiligen Radposition berechnet. Hierzu werden neben Longitudinalgeschwindigkeit v_{xS} und Lateralgeschwindigkeit v_{yS} des Schwerpunktes auch die jeweiligen Winkelgeschwindigkeiten der starr angenommenen Fahrzeugkarosserie benötigt. Gierwinkelgeschwindigkeit $\dot{\psi}_S$, Wankwinkelgeschwindigkeit $\dot{\phi}_S$ und Nickwinkelgeschwindigkeit $\dot{\theta}_S$ werden direkt vom Messsystem gemessen und anschließend zur Berechnung der lokalen Geschwindigkeitsverhältnisse verwendet. Außerdem werden die Positionen der jeweiligen Räder (x_i, y_i, z_i) , sowie die Position des Schwerpunktes (x_S, y_S, z_S) im



Fahrzeugkoordinatensystem benötigt. Hieraus werden die Abstände (x_{Si} , y_{Si} , z_{Si}) zwischen der Radposition und dem Schwerpunkt errechnet. Kinematische und elasto-kinematische Veränderungen der Radposition werden vernachlässigt.

$$\begin{bmatrix} x_{Si} \\ y_{Si} \\ z_{Si} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} x_i \\ y_i \\ z_i \end{bmatrix} - \begin{bmatrix} x_S \\ y_S \\ z_S \end{bmatrix} \quad (3.1a)$$

$$v_i = v_S + A_{Si} \begin{bmatrix} \dot{\phi}_S \\ \dot{\theta}_S \\ \dot{\psi}_S \end{bmatrix} \quad (3.1b)$$

$$r_{xyi} = \sqrt{x_{Si}^2 + y_{Si}^2} \quad (3.1c)$$

$$r_{xzi} = \sqrt{x_{Si}^2 + z_{Si}^2} \quad (3.1d)$$

$$r_{yzi} = \sqrt{y_{Si}^2 + z_{Si}^2} \quad (3.1e)$$

$$A_{Si} = \begin{bmatrix} 0 & \sin\left(\arctan \frac{z_{Si}}{x_{Si}}\right) r_{xzi} & \cos\left(\arctan \frac{y_{Si}}{x_{Si}}\right) r_{xyi} \\ \cos\left(\arctan \frac{z_{Si}}{y_{Si}}\right) r_{yzi} & 0 & \sin\left(\arctan \frac{y_{Si}}{x_{Si}}\right) r_{xyi} \\ \sin\left(\arctan \frac{z_{Si}}{y_{Si}}\right) r_{yzi} & \cos\left(\arctan \frac{x_{Si}}{y_{Si}}\right) r_{xzi} & 0 \end{bmatrix} \quad (3.1f)$$

Aus den so berechneten lokalen Geschwindigkeiten kann nun der Starrkörper-Schräglaufrinkel an der jeweiligen Radposition berechnet werden, welcher anschließend zum gemessenen Spurwinkel des Rades relativ zur Karosserie addiert wird. Zur Bestimmung des Radsturzwinkels ist keine Transformation notwendig. Nachdem auch in diesem Fall der Winkel relativ zur Karosserie gemessen wird, muss der Wankwinkel der Karosserie zum gemessenen Relativ-Sturzwinkel addiert werden, damit der für das Reifenverhalten entscheidende Sturzwinkel über Grund erhalten wird.

$$\alpha_i = \arctan \frac{v_{yi}}{v_{xi}} + \delta_{Ri} \quad (3.2)$$

$$\gamma_i = \phi_S + \gamma_{Ri} \quad (3.3)$$

Während des Manövers *SRS100* stellen sich in Abhängigkeit der Lateralbeschleunigung in Abbildung 3.4 dargestellte Schräglaufrinkel und Sturzwinkel an den jeweiligen Rädern ein. Sichtbar sind neben der Veränderung der Winkelwerte über der Lateralbeschleunigung, ebenfalls die Vorspur- und Sturzwinkelwerte bei Geradeausfahrt, welche sich aus Achseinstellung und dem vorliegenden Beladungszustand des Fahrzeuges ergeben. Außerdem fällt in Bezug auf den Schräglaufrinkel auf, dass bereits ab $a_y \approx 2.5 \text{ m/s}^2$ eine geringfügige Nichtlinearität in Erscheinung tritt. Strikt genommen gilt der Linearbereich hier dementsprechend für $a_y \leq 2.5 \text{ m/s}^2$. Darüber hinaus lässt sich feststellen, dass für die hier dargestellte Kombination von Fahrzeug und Reifen bei $a_y = 4 \text{ m/s}^2$ an bereits drei von vier Rädern Schräglaufrinkel $\alpha > 1^\circ$ auftreten.

3.2.2. BESTIMMUNG VON KRÄFTEN UND MOMENTEN

Zur Vermessung von Kräften und Momenten werden Messräder eingesetzt, welche die Kräfte und Momente im Radmittelpunkt bestimmen, [Eve02]. Diese Messräder beruhen auf dem Prinzip der Piezo-Elektrizität, bei der eine elektrische Spannung auftritt, sobald der Aufnehmer mit einer mechanischen Spannung belastet wird. Sofern die Messräder unter den der Anwendung entsprechenden Betriebsbedingungen kalibriert wurden, entsprechen die anschließend gemessenen elektrischen Spannungen somit der mechanischen Belastung und es können Kräfte und Momente berechnet werden. Diese Berechnung erfolgt dadurch,

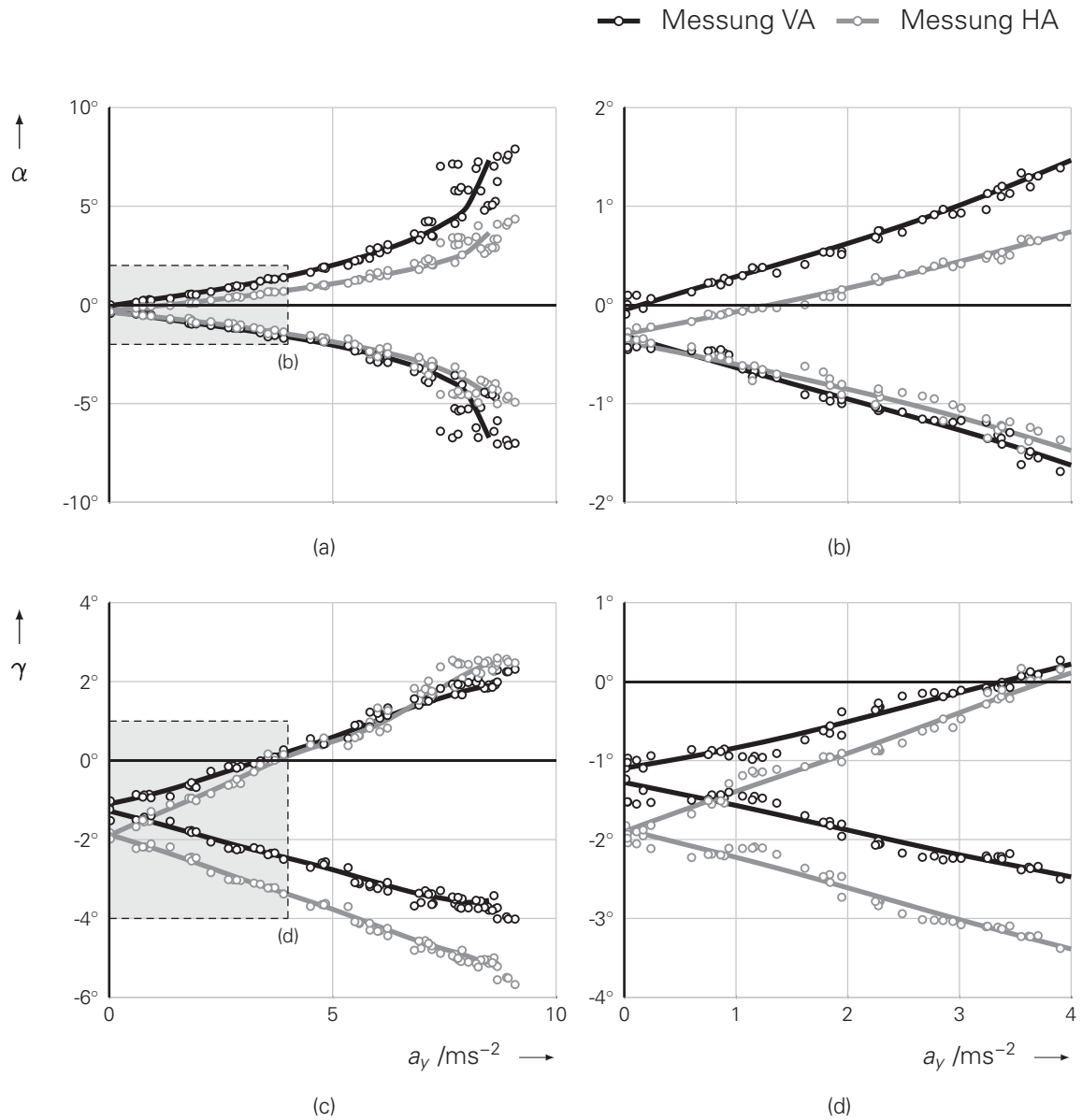


Abbildung 3.4.: Darstellung des Schräglaufwinkels und des Sturzwinkels über der Lateralbeschleunigung (a) und (c) im gesamten lateraldynamischen Bereich, sowie (b) und (d) vergrößert dargestellt im Bereich bis $a_y = 4 \text{ ms}^{-2}$



dass die Einzelspannungen mehrerer Aufnehmer durch ihre geometrische Lage zu einer Gesamtkraft- und Moment in einen beliebigen örtlichen Punkt, zweckmäßigerweise jedoch gemäß Abbildung 2.14 in den Radmittelpunkt oder Radaufstandpunkt umgerechnet werden. Die anwendungsnahe Kalibrierung der Messräder stellt jedoch eine bisher nur begrenzt gelöste Herausforderung dar, weswegen bei größeren auftretenden Kräften und Momenten, sowie bei veränderlichen Umgebungstemperaturen von unbekannten Abweichungen zwischen gemessener und tatsächlicher Kraft ausgegangen werden muss. Insbesondere trifft diese Aussage auf die Lateralkraft zu, in Verbindung mit dem aus der Geometrie auftretenden Sturzmoment. Bei großen Lateralkräften kommt es zu dem Raddrehwinkel entsprechenden Spitzenbelastungen der einzelnen Aufnehmer, welche den Kalibrierbereich um ein Vielfaches überschreiten. Die Verwendung solcher Messräder stellt jedoch den Stand der Technik dar. Demzufolge werden diese im Folgenden zur experimentellen Ermittlung insbesondere der während des Manövers *SRS100* auftretenden Vertikalkräfte verwendet. In Abbildung 3.5 sind die so ermittelten Vertikalkräfte über der Lateralbeschleunigung dargestellt. Deutlich erkennbar ist die, aufgrund der Lateralbeschleunigung und des demzufolge abzustützenen Wankmomentes auftretende, annähernd lineare Spreizung der Vertikalkräfte über der Lateralbeschleunigung. Bereits im Bereich $a_y \leq 4 \text{ m/s}^2$ nehmen die Vertikalkräfte auf der Kurveninnenseite dermaßen stark ab, sowie auf der Kurvenaußenseite dermaßen stark zu, dass diese auf der Kurvenaußenseite annähernd doppelt so groß sind, wie auf der Kurveninnenseite.

3.2.3. BESTIMMUNG DER REIFENTEMPERATUR

Die Reifentemperatur wird mithilfe von thermographischen Kameras erfasst. Diese Kameras sind vor dem jeweiligen Reifen mittels einer eigens dafür entwickelten Vorrichtung am Radträger angebracht. Aus diesem Grund bewegen sie sich entsprechend der Radträgerorientierung mit dem Reifen mit und sind immer schräglaufwinkel- beziehungsweise sturzwinkelneutral zum Reifen gerichtet. Die Kameras erfassen ein Bild mit 160x120 Bildpunkten und decken einen Bereich von circa anderthalb Reifenbereiten ab. Somit kann bei einem in dieser Untersuchung genutzten Reifen der Dimension 245/40R18 von einer örtlichen Auflösung der Rohmessdaten von circa 2 mm pro Bildpunkt ausgegangen werden. Profilblöcke sowie Längsrillen des Reifenprofils sind somit eindeutig erfassbar. Das Ergebnis ist eine Matrixdarstellung von örtlichen Temperaturen. In Analogie zu Angrick u. a. [AvP14] wird dieses Ergebnis rechnergestützt ausgewertet und werden Rillen- und Oberflächentemperatur bestimmt. Die Rillentemperatur T_R , ermittelt in Längsrillen des Reifenprofils, stellt hierbei besonders in stationären Situationen eine gute Näherung der Reifenkerntemperatur dar. Das Ergebnis der Rillentemperatur über der Lateralbeschleunigung des Fahrzeuges ist in Abbildung 3.5(c) für den gesamten Bereich der Lateralbeschleunigung und in Abbildung 3.5(d) vergrößert für den Bereich $0 \leq a_y \leq 4 \text{ ms}^{-2}$ dargestellt. Im Bereich $a_y \leq 4 \text{ m/s}^2$ ist keine maßgebliche Veränderung der Reifentemperatur erkennbar. Im Bereich der maximalen Lateralbeschleunigung ist jedoch insbesondere beim kurvenäußeren Vorderreifen eine starke Zunahme der Rillentemperatur wahrnehmbar.

3.2.4. ABLEITUNG VON BETRIEBSBEDINGUNGEN

Die in den vorangegangenen Abschnitten beschriebenen Methoden werden auf neun Reifen an einem Versuchsfahrzeug angewendet. Das Gesamtergebnis ist in Abbildung 3.6 in Form von Balkendiagrammen für die vier Reifen des Fahrzeuges dargestellt. Es wird von einem symmetrischen Fahrzeug und vernachlässigbaren Unterschieden zwischen Links- und Rechtskurven ausgegangen. Auf dieser Basis lassen sich die Reifen bei beiden Manövern hinsichtlich der Reifenbetriebsbedingungen anstatt in linke und rechte, in kurven-innere und kurven-äußere Reifen kategorisieren. Die angegebenen Fehlerbalken zeigen sowohl die

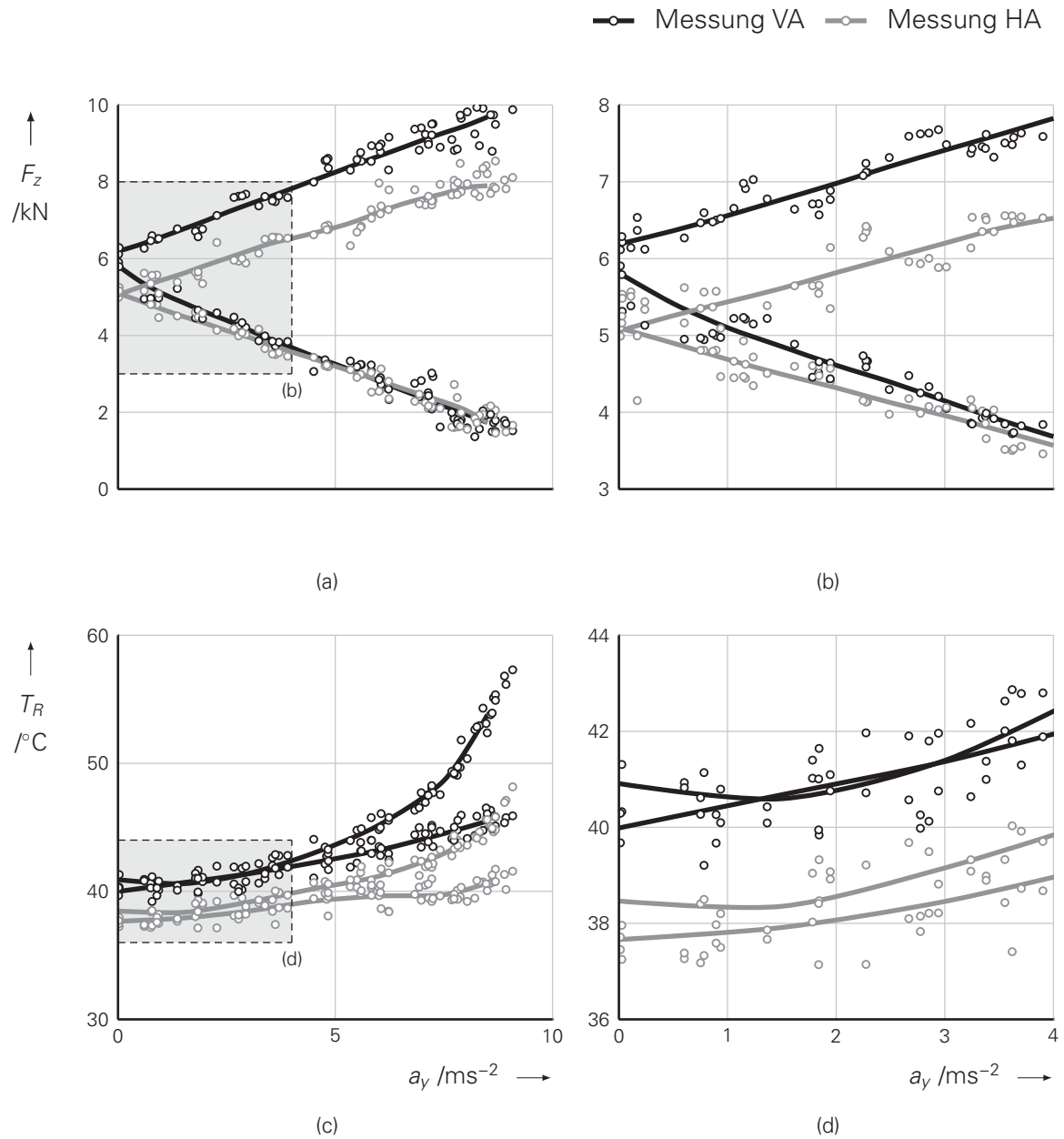


Abbildung 3.5.: Darstellung der Vertikalkraft und der Reifentemperatur über der Lateralbeschleunigung (a) und (c) im gesamten lateraldynamischen Bereich, sowie (b) und (d) vergrößert dargestellt im Bereich bis $a_y = 4 \text{ ms}^{-2}$

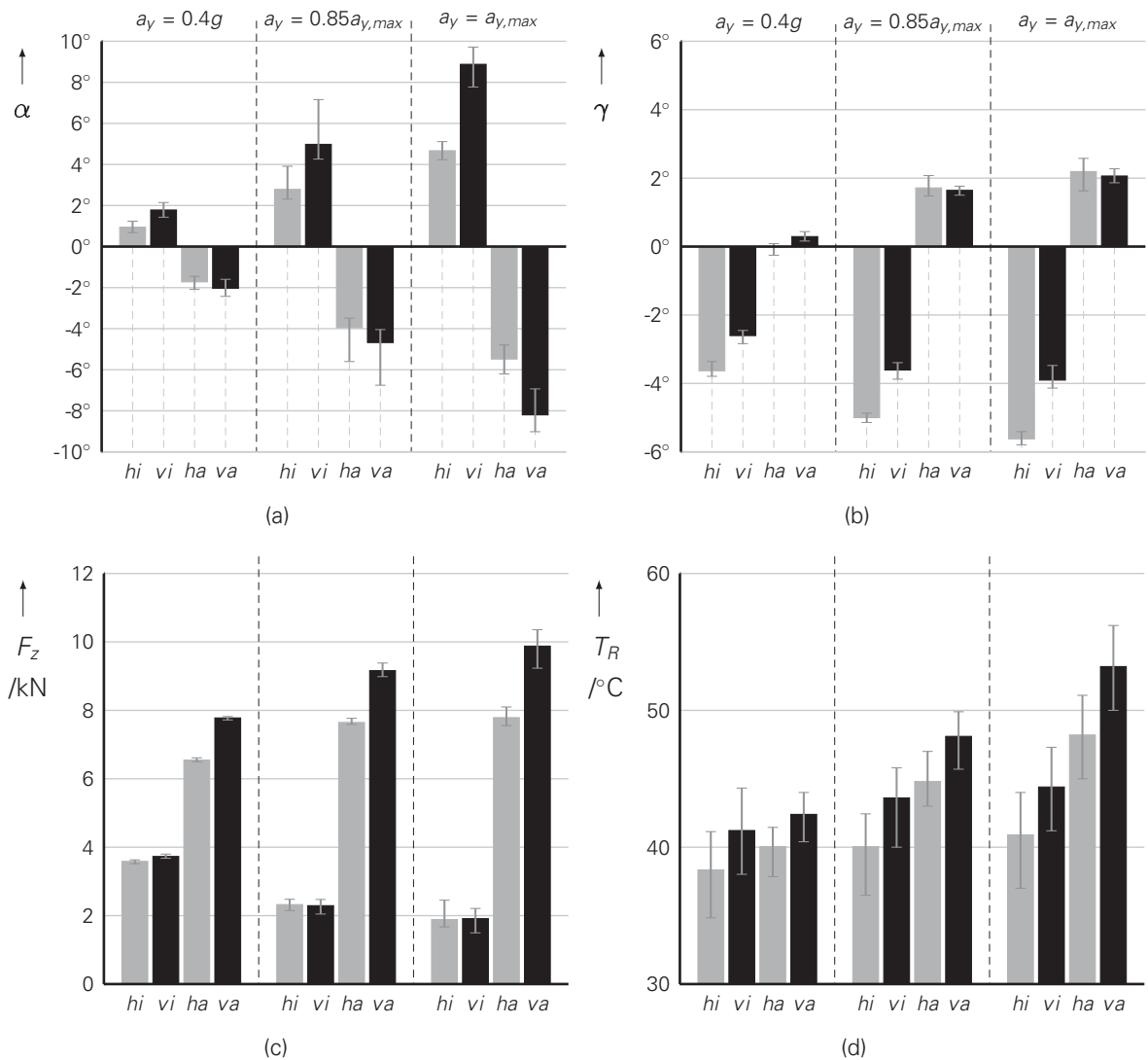


Abbildung 3.6.: Darstellung der Streubereiche über neun untersuchten Reifenindividuen, sowie der durchschnittlichen, am inneren Hinterrad (*hi*), inneren Vorderrad (*vi*), äußeren Hinterrad (*ha*) und äußeren Vorderrad (*va*) auftretenden (a) Schräglaufwinkel, (b) Sturzwinkel, (c) Vertikalkräfte und (d) Rillentemperaturen für drei Betriebspunkte $a_y = 0.4g$, $a_y = 0.85 a_{y,max}$ und $a_y = a_{y,max}$



Streuung einzelner Messungen, als die Unterschiede aufgrund der neun verschiedenen Reifenspezifikationen an.

Grundsätzlich treten nach den hier geltenden Koordinatensystemen (vgl. Abbildung 2.14) folgende Gesetzmäßigkeiten in Bezug auf auftretende Betriebsbedingungen während der Kurvenfahrt auf:

1. Positive Schräglaufwinkel, negative Sturzwinkel, geringe Vertikalkräfte und moderate Rillentemperaturen an den kurven-inneren Reifen und
2. Negative Schräglaufwinkel, positive Sturzwinkel, hohe Vertikalkräfte und hohe Rillentemperaturen an den kurven-äußeren Reifen

In Abbildung 3.6 ist ersichtlich, dass bereits im Linearbereich bei $|a_y| = 0.4g$ eine maßgebliche Spreizung insbesondere der Vertikalkraft und des Sturzwinkels über den vier Reifen des Fahrzeuges auftritt, während Schräglaufwinkel und Rillentemperaturen für die kurveninneren und kurvenäußere Seite annähernd gleich sind. Im Grenzbereich nehmen auch die Spreizung in Schräglaufwinkel und Rillentemperatur zu. Bis zur maximalen Lateralbeschleunigung nehmen die Spreizung von Schräglaufwinkel und Rillentemperatur weiter stark zu, während beim Sturzwinkel und der Vertikalkraft kaum noch eine Veränderung auftritt. Hieraus lassen sich folgende Schlussfolgerungen für die zu untersuchenden Betriebsbedingungen ableiten:

1. Für die Beschreibung des Reifenverhaltens im Linearbereich sind vordergründig die Abhängigkeiten der Lateralkraftübertragung in Abhängigkeit der Vertikalkraft und des Sturzwinkels, bei kleinen Schräglaufwinkeln und konstanten Temperaturen zu untersuchen.
2. Für die Beschreibung des Reifenverhaltens im Grenzbereich und im Bereich der maximalen Lateralbeschleunigung sind insbesondere die vorgenannten Gesetzmäßigkeiten in Bezug auf auftretende Betriebsbedingungen für die kurven-inneren und kurven-äußeren Reifen zu untersuchen.

Nachdem Reifendimensionen gegenwärtig nur sehr selten Anwendung auf Fahrzeugen unterschiedlicher Modellreihen finden, bietet sich eine Auswahl der Betriebsbereiche in Abhängigkeit der Eigenschaften des untersuchten Fahrzeuges an. Hiermit ist die Vergleichbarkeit von Reifen innerhalb einer Modellreihe direkt gegeben, ein Vergleich über Modellreihen hinweg kann jedoch in der Regel erst modellgestützt durch Inter- oder Extrapolation erfolgen. Dieser Vergleich findet allerdings in der Fahrzeugentwicklung deutlich weniger oft Anwendung.

3.3. KLASSIFIKATION VON REIFENCHARAKTERISTIKA

Die im vorangegangenen Abschnitt 3.2 abgeleiteten Betriebsbereiche lassen sich aufgrund ihrer weitgehenden Unabhängigkeit in zwei prinzipielle Kategorien unterteilen. Zunächst existieren Charakteristika, die von den konstruktiven und strukturmechanischen Eigenschaften des Reifens abhängen. Darüber hinaus existieren solche, die von der Paarung des Reifens mit der Fahrbahnoberfläche abhängen. Die erste Kategorie wird im weiteren Verlauf als Strukturgrößen, die zweite als Reibgrößen bezeichnet. Hüseemann [Hüs11] deutet bereits die praktische Unabhängigkeit gewisser Strukturgrößen vom aktuellen Reibungskoeffizienten an.



3.3.1. DEFINITION UND EIGENSCHAFTEN VON STRUKTURGRÖSSEN

Als Strukturgrößen werden die Reifencharakteristika bezeichnet, welche maßgeblich von den strukturellen Eigenschaften des Reifens abhängig sind. Die Interaktion des Reifenoberflächenmaterials mit der Fahrbahnoberfläche spielt für Strukturgrößen eine untergeordnete Rolle. Strukturgrößen sind bedingt von den kontaktkinematischen Deformationsmechanismen in der Aufstandsfläche des Reifens und der strukturmechanischen Reaktion des Reifenaufbaus. Der Begriff Strukturgröße wird wie folgt definiert.

DEFINITION: STRUKTURGRÖSSEN

Eine Strukturgröße ist ein Reifencharakteristikum, welches entscheidend von den strukturmechanischen Eigenschaften des Reifenaufbaus und des Reifenoberflächenmaterials, nicht jedoch von der aktuellen Reibpaarung des Reifenoberflächenmaterials mit der jeweiligen Fahrbahnoberfläche bestimmt wird

Durch diese Definition ist eine weitgehende Unabhängigkeit der Strukturgrößen von der jeweiligen Fahrbahnoberfläche gewährleistet. Weil die effektive Auflagefläche über die Möglichkeit der Ausbildung von Adhäsionskräften entscheidet, sind sie jedoch nicht vollständig unabhängig. Eine Beeinflussung von Strukturgrößen durch Reibungsphänomene kann höchstens mittelbar erfolgen, bspw. durch Erhöhung der Materialtemperatur aufgrund von Reibungskräften zwischen Reifen und Fahrbahn oder eine damit verbundene Innendruckerhöhung. Zu den Strukturgrößen gehören folgende Kategorien von Reifencharakteristika.

1. Statische Struktursteifigkeiten: Longitudinalsteifigkeit c_x , Lateralsteifigkeit c_y , Vertikalsteifigkeit c_z
2. Schlupfsteifigkeiten: Umfangsschlupfsteifigkeit c_k , Schräglaufsteifigkeit c_α , Rückstellmomentsteifigkeit c_{M_z}
3. Einlauflängen: longitudinale Einlauflänge σ_k , laterale Einlauflänge σ_α

3.3.2. DEFINITION UND EIGENSCHAFTEN VON REIBGRÖSSEN

Im Gegensatz zu Strukturgrößen sind Reibgrößen entscheidend von der Paarung des Reifenoberflächenmaterials mit der jeweiligen Fahrbahnoberfläche geprägt. Dadurch, dass die Unregelmäßigkeitswellenlänge der Fahrbahnoberfläche in Verbindung mit der Relativgeschwindigkeit zum Reifenoberflächenmaterial die Anregungsfrequenz und die Unregelmäßigkeitshöhe die Anregungsamplitude darstellen, sind Reibgrößen direkt mit den Eigenschaften der jeweiligen Fahrbahnoberfläche verknüpft. Die Eigenschaften des Reifenoberflächenmaterials sind nun entscheidend dafür, welche Verlustleistung im Reifen umgesetzt und somit welche Kraft zwischen Reifen und Fahrbahn aufgebaut wird. Obwohl gemäß obiger Definition keine unmittelbare Beeinflussung von Strukturgrößen durch reibungsbezogene Charakteristika stattfinden kann, ist dies andersherum sehr wohl der Fall. Speziell der Übergangsbereich zwischen Linear- und Grenzbereich wird mit von den Steifigkeitseigenschaften des Reifenaufbaus geprägt.

**DEFINITION: REIBGRÖSSEN**

Eine Reibgröße ist ein Reifencharakteristikum, welches entscheidend von der Reibpaarung des Reifenoberflächenmaterials mit der Fahrbahnoberfläche bestimmt wird

Zu den Reibgrößen gehören folgende Kategorien von Reifencharakteristika.

1. bezogener longitudinaler Reibungskoeffizient μ_x und lateraler Reibungskoeffizient μ_y
2. Verlauf der Longitudinalkraft F_x bei großen Umfangschlupfwerten κ
3. Verlauf der Lateralkraft F_y bei großen Schräglaufwinkeln α
4. Verlauf des Rückstellmomentes M_z bei großen Schräglaufwinkeln α

3.4. GESAMTÜBERSICHT DER METHODE

Die Klassifikation von Reifencharakteristika in zwei weitgehend unabhängigen Kategorien erlaubt anschließend deren getrennte Identifikation und Beschreibung. Auf Basis dieser Grundlage wird in den folgenden Kapiteln für jede der Kategorien eine geeignete Prüfmethode, sowie ein geeigneter Prüfstand definiert. Die Trennung und unabhängige Identifikation von Reifencharakteristika bedingt jedoch im Sinne der anschließenden Verwendung im Parametrierungsprozess der Anwenderreifenmodelle eine zweckmäßige Zusammenführung, wie in Abbildung 3.7 schematisch dargestellt ist. Diese Zusammenführung erfolgt mithilfe von in den entsprechenden Kapiteln hergeleiteten mechanisch-analytischen Modellansätzen zur Beschreibung von Struktur- und Reibgrößen. Das Grundprinzip des mechanisch-analytischen Reifenmodells soll dabei dem Grundsatz der Klassifikation von Reifencharakteristika folgen und in der Lage sein, Struktur- und Reibgrößen in geschlossener Form zu beschreiben. Auf diese Weise werden die zunächst unabhängig identifizierten Reifencharakteristika synthetisiert. Die mechanisch-analytische Modellierung soll jedoch nicht die in Unterabschnitt 2.3.1 beschriebenen Anwendermodellierungen ersetzen, sondern lediglich Einsichten in die Kraftübertragung zwischen Reifen und Fahrbahn bieten und ein Werkzeug in der Verarbeitung von experimentellen Daten darstellen. Die Anwendermodelle sollen abschließend auf Basis virtueller Messdaten an die experimentell ermittelten Daten angepasst werden und sodann das Reifenverhalten unter der Anwendung entsprechenden Betriebsbedingungen widerspiegeln.

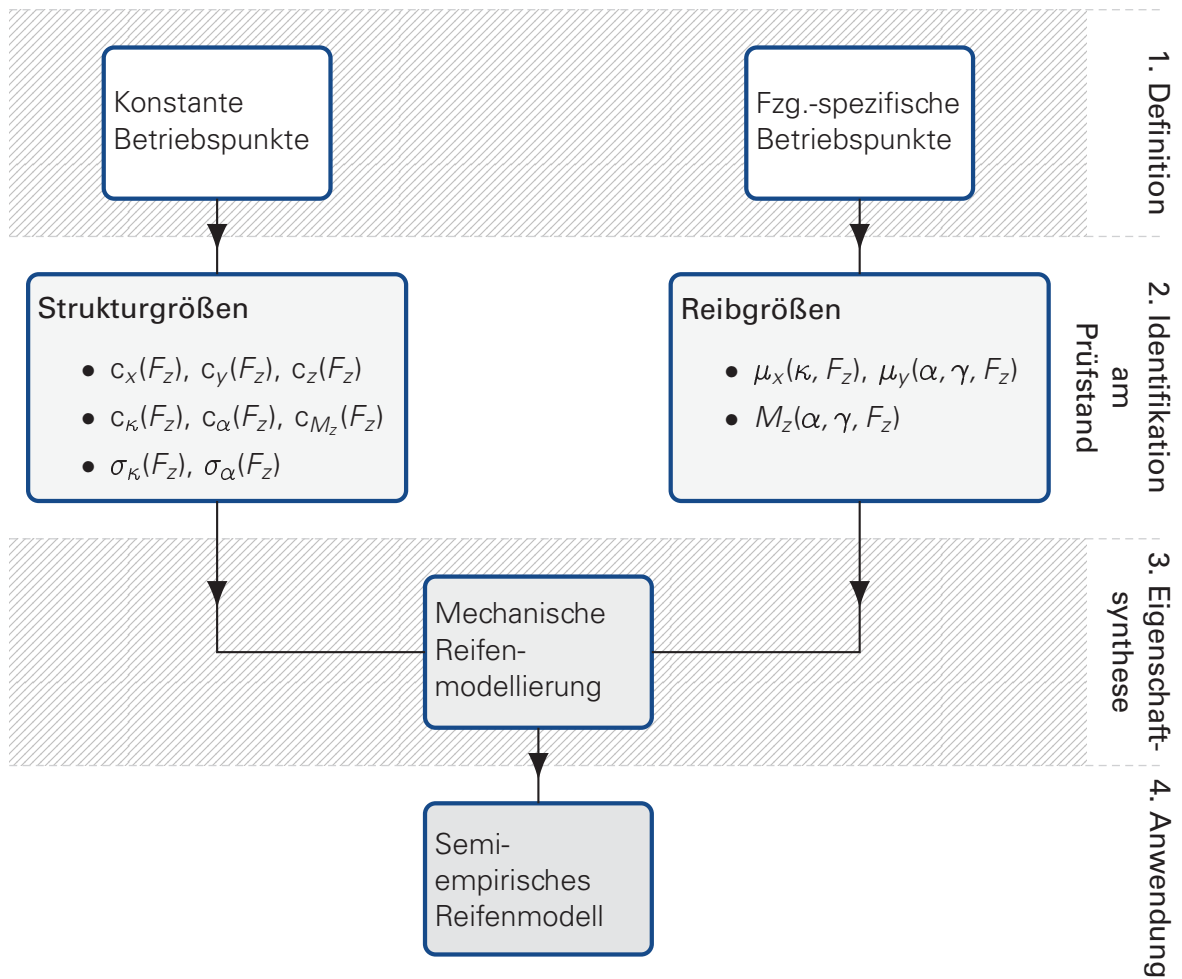


Abbildung 3.7.: Struktur der entwickelten Methode

3.5. DISKUSSION DER IDENTIFIKATION VON REIFENCHARAKTERISTIKA DIREKT AM FAHRZEUG

Der Herleitung in Abschnitt 3.2 und Abschnitt 3.3 entsprechend besteht zunächst die Möglichkeit, die nun definierten Struktur- und Reibgrößen entweder an geeigneten Prüfständen, oder direkt am Fahrzeug zu identifizieren. Die Unterschiede dieser beiden Ansätze werden im Folgenden hinsichtlich der Möglichkeit zur präzisen Reifenkonditionierung, der Vollständigkeit des identifizierbaren Bereiches an Reifencharakteristika, sowie prozessualer Aspekte diskutiert.

3.5.1. ASPEKTE BEZOGEN AUF DIE REIFENKONDITIONIERUNG

Während sich die Reifencharakterisierung am Reifenprüfstand nur auf einen Versuchsreifen bezieht, so werden für die Charakterisierung am Fahrzeug immer alle vier Fahrzeugreifen benötigt. Aufgrund der erforderlichen Spreizung von erfahrenen Betriebsbedingungen sind sie unterschiedlicher thermischer und mechanischer Belastung ausgesetzt. Aus diesem Grund ist eine präzise Reifenkonditionierung am Fahrzeug nicht gleichermaßen wie am Reifenprüfstand möglich (vgl. hierzu im weiteren Verlauf Unterabschnitt 4.3.1). Mit großem Aufwand und ohne direkter Vorbelastung der Reifen ist jedoch prinzipiell ein in Abbildung 3.5



ersichtliche Konditionierung hinsichtlich Reifentemperatur möglich. Die Einschränkungen in Bezug auf Reifenkonditionierung im Fahrversuch am Gesamtfahrzeug sind bei jedem Vergleich zwischen gemessenen Fahrzeugen, sowie zwischen Messung und Rechnung von Gesamtfahrzeugeigenschaften zu berücksichtigen.

3.5.2. ASPEKTE BEZOGEN AUF DIE VOLLSTÄNDIGKEIT DER EIGENSCHAFTSIDENTIFIKATION

Aufgrund der Tatsache, dass am Fahrzeug typischerweise nur das Lenksystem und die Fahrzeuggeschwindigkeit als Freiheitsgrade zur Beeinflussung der Reifenbetriebsbedingungen existieren, bestehen Unterschiede in Bezug auf den so identifizierbaren Bereich von Reifeneigenschaften. Einige Aspekte hierzu werden im Folgenden diskutiert.

1. Die vollständige Identifikation von Reifencharakteristika am Fahrzeug -sowohl mit als ohne Vorrichtungen zur Vermessung der Radstellung und Radkraft- stellt ein unterbestimmtes Problem dar. Zur Verfügung stehen jeweils die Radkräfte und -Momente der vier Räder, sowie deren zugehörigen Betriebsbedingungen. Nachdem Reifencharakteristika jedoch zumindest von den hier untersuchten Zustandsgrößen Vertikalkraft F_z , Schräglaufwinkel α , Sturzwinkel γ und Umfangsschlupf κ mindestens linear abhängen und diese nicht unabhängig von einander eingestellt werden können, ist eine eindeutige Zuordnung einer gemessenen Kraft zu einem gemessenen Betriebszustand nicht möglich. Die Anzahl der zu identifizierenden Unbekannten ist größer als die Anzahl der aufstellbaren unabhängigen Gleichungen auf Basis der gemessenen Radkräfte. Somit ist eine vollständige Identifikation der für die Fahrdynamik relevanten Reifencharakteristika nur mit weiteren, extern identifizierten Randbedingungen (wie bspw. die Abhängigkeit der Lateralkraft vom Radsturz) oder eingeschränkter Gültigkeit möglich.
2. Die Identifikation von Reifencharakteristika am Fahrzeug, welches mit Vorrichtungen zur Vermessung der Radstellung und Radkraft ausgerüstet ist, erfordert eine Transformation von mithilfe unterschiedlicher Messsysteme gemessenen Größen. Erst auf diese Weise ist die Ermittlung von Zustands- und Ausgangsgrößen des Reifens möglich. Die Präzision der erforderlichen Messkette am Fahrzeug ist nicht ausreichend, um so eine Erhöhung der Genauigkeit der Identifikation von Reifencharakteristika gegenüber dem Stand der Technik zu erzielen.
3. Im Gegensatz zur Reifencharakterisierung am Prüfstand können am Fahrzeug nicht beliebige Betriebspunkte eingestellt werden. Das Fahrzeug und die Fahrwerkabstimmung geben insbesondere die stationären Betriebsbedingungen der vier Reifen vor. Die Vermessung der in Unterabschnitt 3.2.4 beschriebenen relevanten Betriebsbedingungen ist somit möglich. Für die eindeutige Identifikation aller Parameter der semiempirischen Anwendermodellierung reichen diese jedoch nicht aus.
4. Die Identifikation von Reifencharakteristika direkt am Fahrzeug erlaubt die Vermessung direkt auf der Zieloberfläche, auf dem auch weitere subjektive und objektive Untersuchungen am Fahrzeug erfolgen. Bei der Charakterisierung am Reifenprüfstand ist dies in aller Regel nicht möglich. Es ist daher in dem Fall darauf zu achten, dass insbesondere bei Reibgrößen, die Rauheitseigenschaften der Oberfläche möglichst denen der Zieloberfläche entsprechen.

3.5.3. PROZESSUALE ASPEKTE

Neben den in den vorangegangenen Unterabschnitten diskutierten inhaltlichen Aspekte der Reifencharakterisierung an Fahrzeugen oder am Prüfstand, bestehen weiterhin Unterschiede in Bezug auf den hierzu erforderlichen Prozess.

1. Der identifizierbare Bereich von Reifencharakteristika wird bei der Vermessung am Fahrzeug direkt von den konzeptionellen Eigenschaften des Fahrzeuges, wie dessen Masse und Massenverteilung, sowie Fahrwerkeigenschaften bestimmt. Somit ist es von Bedeutung, dass das Fahrzeug, an dem die Reifencharakteristika identifiziert werden, möglichst dem Zielfahrzeug entspricht, für das die Reifen entwickelt werden. Praktisch bedeute dies, dass von jeder zu entwickelnden Baureihe von Fahrzeugen mindestens einen Technikträger zur Vermessung von Reifencharakteristika verwendet werden muss. Die Ausrüstung des Technikträgers mit der erforderlichen Messtechnik ist jedoch sehr aufwendig und zeitintensiv. Alternativ könnte ein dediziertes Fahrzeug mit variabler Lenkungs- und Fahrwerkgeometrie, sowie veränderlichen Masse-Eigenschaften eingesetzt werden. Ein solches Fahrzeug nähert sich jedoch einem Reifenprüfstand stark an, womit sich auch dessen Vorteile reduzieren.
2. An Prüfständen ist der zu identifizierenden Bereich von Reifencharakteristika innerhalb der technischen Möglichkeiten des Prüfstandes frei wählbar. In aller Regel schließen diese die auftretenden Betriebsbedingungen gängiger Kraftfahrzeuge ein. Am ehesten wird an einigen Prüfständen eine Begrenzung hinsichtlich der maximalen Vertikalkraft erreicht, welches jedoch

3.5.4. AUSWAHL DES MEIST GEEIGNETEN ANSATZES

Auf Basis der vorangegangenen Argumentation wird das mit aufwendiger Messausrüstung ausgestattete Fahrzeug ausschließlich in Abschnitt 3.2 zur Identifikation von Betriebsbedingungen der Fahrzeugreifen verwendet, nicht jedoch für die Identifikation von Reifencharakteristika. Auf die zu identifizierenden Betriebsbereiche hat die ungenügende Präzision des Messaufbaus am Fahrzeug nur einen vernachlässigbaren Einfluss, da lediglich grundsätzliche Zusammenhänge und generalisierte Betriebsbereiche gesucht werden. Die zur Reifencharakterisierung herangezogenen Reifenbetriebsbedingungen werden in den folgenden Kapitel 4 und Kapitel 5 anhand von Untersuchungen hinsichtlich Sensitivitäten und Randbedingungen generalisiert. Zur Identifikation von Reifencharakteristika werden demnach Methoden entwickelt, welche auf die Verwendung von Reifenprüfständen aufsetzen.

3.6. ZUSAMMENFASSUNG

In diesem Kapitel wurden zunächst die Reifenbetriebsbedingungen eingehend analysiert, welche während der Durchführung von Gesamtfahrzeugversuchen zur objektiven Beschreibung der Fahrdynamik von Gesamtfahrzeugen auftreten. Hierzu wurden Gesamtfahrzeugversuche mit einem mit umfassender Messausrüstung und neun Sätzen verschiedener Reifen ausgestatteten Fahrzeug durchgeführt und die auftretenden Schräglaufwinkel, Sturzwinkel, Vertikalkräfte und Reifentemperaturen an den jeweiligen kurveninneren und kurvenäußeren Reifen ermittelt. Es stellt sich heraus, dass bei geringen Lateralbeschleunigungen bereits eine erhebliche Spreizung der Vertikalkräfte und Sturzwinkel über den einzelnen Reifen auftreten, während die Schräglaufwinkel und Reifentemperaturen an allen Reifen vergleichbar sind. Im Übergangsbereich und Grenzbereich jedoch sind die fahrzeugspezifischen Betriebsbedingungen insbesondere der kurveninneren und kurvenäußeren Reifen zu berücksichtigen. Auf Basis dieser Analysen und der Ausführungen im vorangegangenen Kapitel 2, werden die zu identifizierenden Reifencharakteristika in den zwei Kategorien der Struktur- und Reibgrößen klassifiziert. Strukturgrößen werden entscheidend von den strukturmechanischen Eigenschaften des Reifenaufbaus und des Reifenoberflächenmaterials, nicht jedoch von der aktuellen Reibpaarung des Reifenoberflächenmaterials mit der jeweiligen Fahrbahnoberfläche bestimmt. Reibgrößen hingegen werden entscheidend von der Reibpaarung des



Reifenoberflächenmaterials mit der Fahrbahnoberfläche bestimmt. Die Klassifizierung und weitgehende Unabhängigkeit erlaubt in den folgenden Kapiteln die separate Analyse, Beschreibung und Identifikation von Struktur- und Reibgrößen. Die Identifikationsprozesse und dazugehörigen Methoden sind Bestandteil der anschließenden zwei Kapitel 4 und 5. Im darauffolgenden Kapitel 6 wird die Zusammenführung der unabhängig identifizierten Charakteristika in Form einer mechanisch-analytischen Reifenmodellierung beschrieben.



4. BESCHREIBUNG VON STRUKTURGRÖSSEN



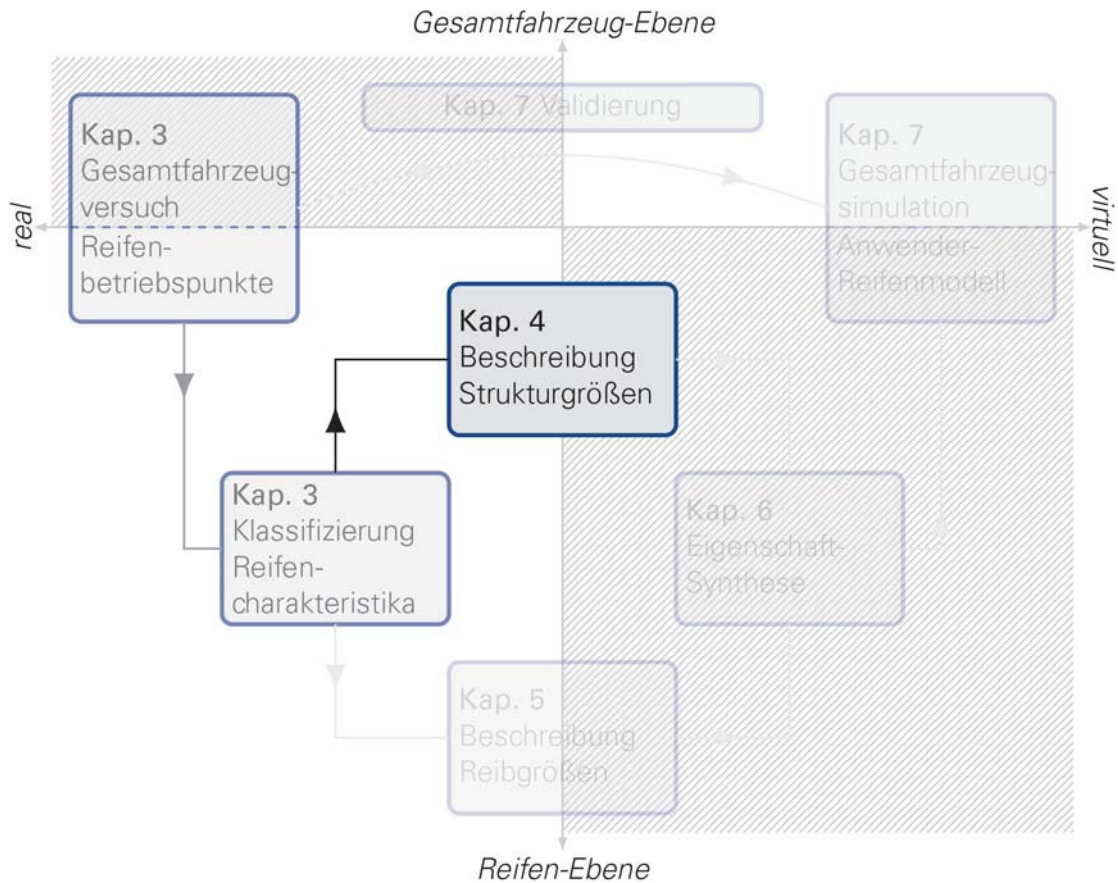


Abbildung 4.1.: Einordnung von Kapitel 4 in die Struktur der Arbeit

Aus der vorangegangenen Analyse in Kapitel 3 geht hervor, dass das dynamische Gesamtfahrzeugverhalten im longitudinalen und lateralen Linearbereich maßgeblich von Strukturgrößen bestimmt wird. In diesem Kapitel wird zunächst der erforderliche Begriff des Haftzustandes definiert, auf dessen Basis die weitere Analyse und Beschreibung von stationären Strukturgrößen in Abschnitt 4.1 und transienten Strukturgrößen in Abschnitt 4.2 beruht. In Abschnitt 4.1 wird das stationäre Reifenverhalten auf Basis der auftretenden kinematischen und strukturmechanischen Mechanismen hergeleitet und anschließend in Abschnitt 4.2 in den instationären Bereich erweitert. Das Verständnis der maßgeblichen Mechanismen wird in Abschnitt 4.3 zur Ableitung von dedizierten, generalisierten Prüfmethode und Auswahl eines geeigneten Prüffeldes verwendet. Den aus der Herleitung und Analyse von Strukturgrößen hervorgehenden maßgeblichen Randbedingungen wird in Abschnitt 4.5 Rechnung getragen, indem zur Gewährleistung der Präzision erforderliche Konditionierungsmaßnahmen für die in Abschnitt 4.3 beschriebenen Prüfmethode definiert werden. Die Präzision der entwickelten Methoden wird anschließend in Abschnitt 4.4 durch wiederholter Durchführung der Prozeduren unter gleichbleibenden Prüfbedingungen untersucht. Eine Variation von in- und extrinsischen Betriebsbedingungen wird anschließend in Abschnitt 4.5 durchgeführt mit dem Ziel, die Sensitivitäten von Strukturgrößen hinsichtlich Änderungen von u.a. Reifennennendruck, -temperatur und Felgenmaulweite umfassend darzulegen. Schließlich werden die Erkenntnisse in Bezug auf die Beschreibung von Strukturgrößen in Abschnitt 4.6 diskutiert und die maßgeblichen Mechanismen im Reifen, welche die Ausprägung von Strukturgrößen definieren, zusammengefasst.



4.1. BESCHREIBUNG DER KRAFTÜBERTRAGUNG VON REIFEN IM HAFTZUSTAND

Obwohl vollständiges Haften, in dem Sinne, dass weder auf makroskopischer noch auf mikroskopischer Ebene Deformationsgeschwindigkeiten auftreten, in Bezug auf deformierte Elastomere und die Elastomerreibung im Allgemeinen nicht existiert, wird hier von Haften gesprochen, wenn die Gleitgeschwindigkeit die Retardationsgeschwindigkeit des Elastomers unterschreitet. In diesem Zustand entspannt sich das Material schneller, als es deformiert wird. Somit ist eine Kraftübertragung basierend auf Hysteresereibung praktisch ausgeschlossen und die Kraftentstehung erfolgt ausschließlich auf Basis von Adhäsionsmechanismen. Aus frühen Untersuchungen sind Werte von bis zu 0.4 ms^{-1} bekannt, welche besonders auf die erste Phase der Retardation zutreffen, [Vic62]. In der Regel ist jedoch von deutlich geringeren Retardations- und Relaxationsgeschwindigkeiten auszugehen, mit einer Größenordnung von 10^{-3} ms^{-1} , [GM07]. Der sich hieraus ergebende Haftzustand wird wie folgend definiert.

DEFINITION: HAFTZUSTAND

Der Zustand, in dem die lokale makroskopische Gleitgeschwindigkeit die Retardationsgeschwindigkeit des Elastomers in der gesamten makroskopischen Kontaktfläche unterschreitet, wird als Haftzustand bezeichnet

Diese Definition führt nun dazu, dass die Kraftübertragung im Haftzustand des Reifens ausschließlich von dessen Material- und Struktureigenschaften und den in der Kontaktfläche herrschenden kinematischen Verhältnissen bestimmt wird. Zentral steht demzufolge die Reifenkontaktfläche, deren Form und die herrschenden kinematischen Kontaktbedingungen. Gemäß Unterabschnitt 2.1.2 ist die makroskopische Kontaktfläche insbesondere für die Deformationskinematik von großer Bedeutung. In den folgenden Abschnitten werden die im Haftzustand relevanten Charakteristika in longitudinaler und lateraler Richtung aus der Deformationskinematik in der Kontaktfläche hergeleitet.

4.1.1. DIE UMFANGSCHLUPFSTEIFIGKEIT

Gemäß der Definition in Unterabschnitt 2.1.7 wird die Ableitung der Longitudinalkraft nach dem Umfangsschlupf bei Umfangsschlupf gegen null als UmfangsschlupfstEIFigkeit bezeichnet. In diesem Bereich kann bei Reibungskoeffizienten $\mu_H > 0$, welches auf jede reale Paarung von Reifen und Fahrbahnoberfläche zutrifft, von einem Haftzustand ausgegangen werden. Die Kraftübertragung zwischen Reifen und Fahrbahn folgt nun dem rein kinematischen Mechanismus der in die Kontaktfläche einlaufenden undeformierten Kontaktelemente, welches in Abbildung 4.2 schematisch dargestellt ist. Diese werden dem Schlupfzustand entsprechend in longitudinaler Richtung deformiert, welches eine der Verformung entgegengesetzte Kraft hervorruft. Argumentativ wird hier der in Abschnitt 2.1 vorgestellten Struktur gefolgt. In die Kontaktfläche einlaufende Profilelemente werden elastisch verformt mit Deformationsgeschwindigkeit v_D . Diese entspricht der Differenz zwischen der lokalen Umfangsgeschwindigkeit, welche sich aus dem dynamischen Abrollradius r_d und der Raddrehgeschwindigkeit Ω zusammensetzt, und Vorwärtsgeschwindigkeit des Radmittelpunktes über Grund v_x , siehe Gleichung 4.1. Die Profiledeformation zur jeweiligen Position in der Kontaktfläche x ergibt sich nun aus der Verweildauer t_K des Profilelementes in der Kontaktfläche und der Deformationsgeschwindigkeit, siehe Gleichung 4.2.

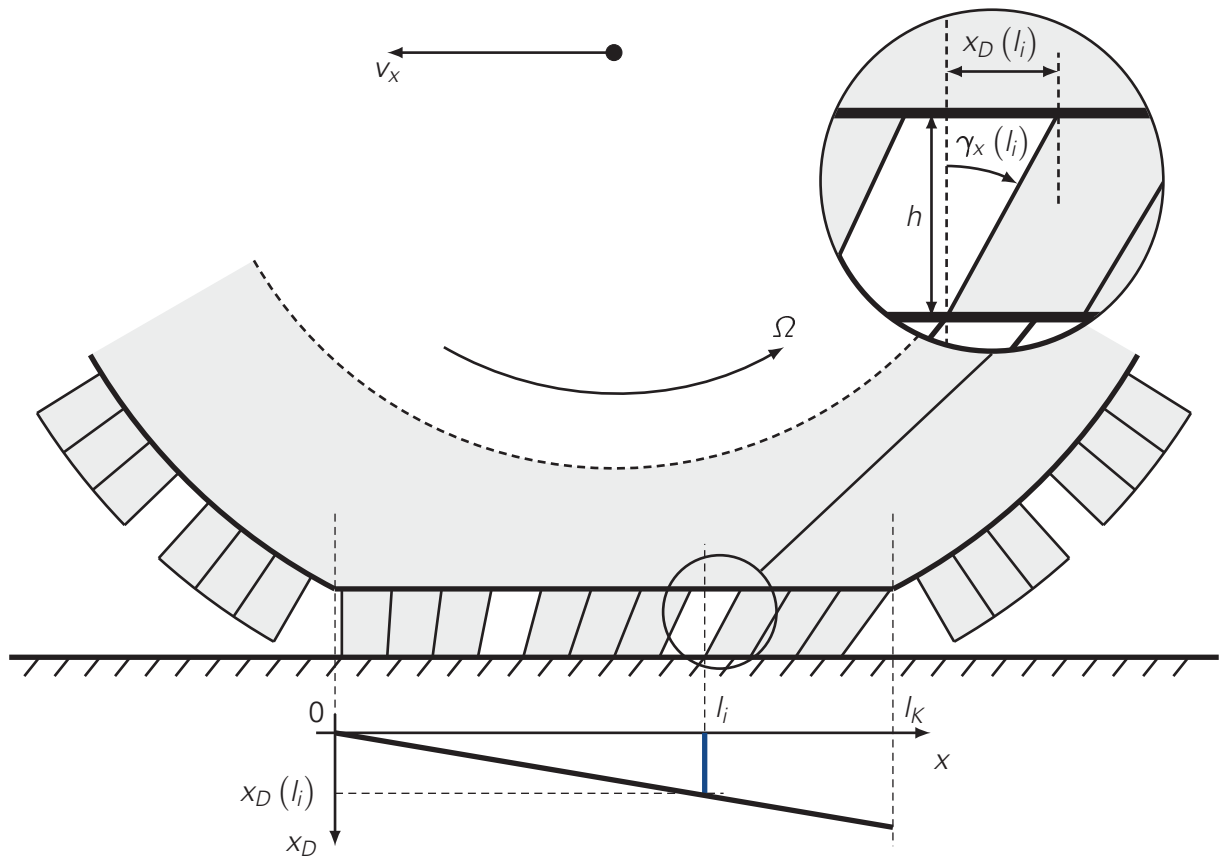


Abbildung 4.2.: Schematische Darstellung der Deformationskinematik in Umfangsrichtung im Falle des Antriebsschlupfes, d.h. $\Omega r_d > v_x$ (vgl. [Ril94]). Dargestellt sind die Longitudinaldeformation $x_D(l_i)$ und der longitudinale Schubwinkel $\gamma_x(l_i)$ zur arbiträren Längenkoordinate $x = l_i$.



$$v_{x,D} = r_d \Omega - v_x \quad (4.1)$$

$$x_D = \int_0^{t_K} v_{x,D} dt \quad (4.2)$$

$$\text{mit } t_K = \frac{x}{r_d \Omega} \quad (4.3)$$

Durch Einsetzen der Verweildauer in die Deformationsgleichung wird Gleichung 4.4 erhalten, sowie eine aus der Deformationskinematik abgeleitete Definition des Umfangschlupfes κ_t (vgl. Gleichung 2.12).

$$x_D = \frac{(r_d \Omega - v_x) x}{r_d \Omega} = \kappa_t x \quad (4.4)$$

$$\text{mit } \kappa_t = \frac{r_d \Omega - v_x}{r_d \Omega} \quad (4.5)$$

Deformation x_D nimmt nun über der Kontaktlänge linear zu. Die Kontaktlänge entspricht der makroskopischen Kontaktfläche, nachdem Profilelemente über diese Länge durch die Kontaktfläche wandern. Die longitudinale Deformation, welche sich aus dem Schlupfzustand ergibt, kann mit der Profilhöhe h gemäß Gleichung 4.6 zu einem Schubwinkel γ_x und schließlich mit Kenntnis des komplexen Schubmoduls G^* des Reifenoberflächenmaterials zu einer longitudinalen Schubspannung τ_x umgerechnet werden, Gleichung 4.7.

$$\gamma_x = \arctan \left(\frac{x_D}{h} \right) \quad (4.6)$$

$$\begin{aligned} \tau_x &= G^* \tan \gamma_x \\ &= G^* \frac{x_D}{h} = \frac{G^*}{h} \kappa_t x \end{aligned} \quad (4.7)$$

Die Longitudinalkraft F_x unter der Prämisse des Haftzustandes lässt sich anschließend mittels Integration der Schubspannung über der makroskopischen Kontaktfläche berechnen. Das Integral in Gleichung 4.8 ist proportional zu der in Abbildung 4.2 eingegrenzten Fläche zwischen der linear mit der Kontaktlängenkoordinate x ansteigenden Funktion x_D und der x -Achse. Zur Berechnung dieses Integrals kommt der Form der Reifenkontaktfläche entscheidende Bedeutung zu. Entsprechend Unterabschnitt 2.1.2 wird die Kontaktfläche der Verständlichkeit halber durch eine rechteckige Form mit Kontaktlänge l_K und Kontaktbreite b_K approximiert. Die Integration lässt sich jedoch prinzipiell mit jeder geschlossenen Beschreibung der Form der Reifenkontaktfläche durchführen. Zunächst wird angenommen, dass die Deformationsgeschwindigkeit innerhalb der Reifenkontaktfläche konstant ist.

$$\begin{aligned} F_x &= \int \tau_x dA \\ &= \int_0^{b_K} \int_0^{l_K} \tau_x dx dy \\ &= \frac{G^* \kappa_t}{2h} b_K l_K^2 = c_K \kappa_t \end{aligned} \quad (4.8)$$

$$\text{mit } c_K = \frac{G^*}{2h} b_K l_K^2 \quad (4.9)$$



Bemerkenswert ist nun, dass unter den hier geltenden Prämissen

1. die Umfangschlupfsteifigkeit c_K ausschließlich von der Dimension der Kontaktfläche, der Profilhöhe und dem komplexen Schubmodul des Reifenoberflächenmaterials abhängt,
2. die Umfangschlupfsteifigkeit c_K unabhängig von den strukturellen Eigenschaften des Reifenaufbaus, und
3. die Umfangschlupfsteifigkeit c_K unabhängig von der Kontaktdruckverteilung und vom herrschenden Reibungskoeffizient ist.

Durch die hier erfolgte Herleitung auf Basis der kontaktkinematischen Mechanismen kann auf Nutzung der physikalisch schwer interpretierbaren Größe der effektiven Profilstollensteifigkeit verzichtet werden, wie sie sonst in Bürstenmodellen und Bürstenmodell-ähnlichen Herleitungen Anwendung findet, [Ril94; Pac12].

4.1.2. DIE SCHRÄGLAUFSTEIFIGKEIT UND RÜCKSTELLSTEIFIGKEIT

In Analogie zu 4.1.1 wird die Ableitung der Lateralkraft F_y nach dem kinematischen Schräglaufwinkel α_0 bei $\alpha_0 \rightarrow 0$ gemäß der Definition in Unterabschnitt 2.1.7 als Schräglaufsteifigkeit bezeichnet. In weiterer Analogie kann in lateraler Richtung im Bereich kleiner Schräglaufwinkel bei Reibungskoeffizienten $\mu_H > 0$ von einem Haftzustand ausgegangen werden. Im Folgenden wird die Schräglaufsteifigkeit, als Reifencharakteristikum im stationären lateralen Haftbereich, analytisch hergeleitet. Entscheidend ist hierzu wiederum die Ausbildung von Schubspannungen in der Reifenkontaktfläche. Zunächst wird der Schräglaufwinkel als zweckmäßige Schlupfgröße in lateraler Richtung hergeleitet.

LATERALE DEFORMATIONSKINEMATIK UNTER DER ANNAHME DES IDEAL STEIFEN REIFENAUFBAUS

Die laterale Deformationskinematik ist grundsätzlich ähnlich der im vorangegangenen Unterabschnitt 4.1.1 beschriebenen Kinematik in longitudinaler Richtung. In lateraler Richtung wird die Deformation ebenfalls von einer Differenzgeschwindigkeit zwischen Reifen und Fahrbahnoberfläche hervorgerufen, welche jedoch in diesem Fall entsprechend in lateraler Richtung wirkt und mit $v_{y,D}$ angegeben wird. Unter der Annahme einer konstanten Differenzgeschwindigkeit lässt sich das Integral zur Berechnung der Lateraldeformation y_D analog zu Unterabschnitt 2.1.3 mit der Verweildauer t_K zu Gleichung 4.11 auflösen. Somit ergibt sich in lateraler Richtung ebenfalls eine lineare Abhängigkeit der kinematischen Deformation mit der Kontaktlänge. Außerdem lässt sich nun in Gleichung 4.12 die Definition des kinematischen Schräglaufwinkel α_0 ableiten.

$$v_{y,D0} = v_y \quad (4.10)$$

$$y_{D0} = \int_0^{t_K} v_{y,D0} dt$$

$$= \frac{v_y x}{r_d \Omega} = \tan \alpha_0 x \quad (4.11)$$

$$\text{mit } \alpha_0 = \arctan \frac{v_y}{r_d \Omega} \quad (4.12)$$

Man erhält demnach die physikalisch korrekte Definition des Schräglaufwinkels nach Rill [Ril94]. Im Falle von $\kappa_t = 0$ gilt jedoch $\alpha_0 = \arctan \frac{v_y}{v_x}$, was wiederum der gängigen Definition des Schräglaufwinkels nach Pacejka [Pac12] entspricht. Der kinematische laterale



Schubwinkel $\gamma_{y,0}$ und die entsprechende laterale Schubspannung $\tau_{y,0}$ lassen sich mithilfe der hergeleiteten lateralen Deformationsgleichung gemäß Gleichung 4.13, respektive Gleichung 4.14 berechnen.

$$\gamma_{y,0} = \arctan\left(\frac{y_{D0}}{h}\right) \quad (4.13)$$

$$\begin{aligned} \tau_{y,0} &= G^* \tan \gamma_{y,0} \\ &= G^* \frac{y_{D0}}{h} = \frac{G^*}{h} \alpha_0 x \end{aligned} \quad (4.14)$$

Die kinematische Lateralkraft unter der Prämisse eines ideal steifen Reifenaufbaus lässt sich nun gemäß Gleichung 4.15 berechnen. Hierzu wird, wie bereits zuvor in longitudinaler Richtung, die Schubspannung über der Kontaktfläche integriert. Es ergibt sich ein Ausdruck für die Schräglaufsteifigkeit unter der Prämisse eines ideal steifen Reifenaufbaus $c_{\alpha,0}$, welcher exakt der Umfangschlupfsteifigkeit c_k entspricht (vgl. Gleichung 4.9). Unter der Prämisse des ideal steifen Reifenaufbaus verhält sich der Reifen demnach hinsichtlich Umfangschlupf- und Schräglaufsteifigkeit entsprechend den hier verwendeten Schlupfdefinitionen und in Übereinstimmung mit den Herleitungen von Pacejka u. a. [PS91] isotrop.

$$\begin{aligned} F_{y,0} &= \int \tau_{y,0} dA \\ &= \int_0^{b_K} \int_0^{l_K} \tau_{y,0} dx dy \\ &= \frac{G^* \alpha_0}{2h} b_K l_K^2 = c_{\alpha,0} \alpha_0 \end{aligned} \quad (4.15)$$

$$\text{mit } c_{\alpha,0} = \frac{G^*}{2h} b_K l_K^2 = c_k \quad (4.16)$$

Neben der Schräglaufsteifigkeit lässt sich nun auch die Rückstellsteifigkeit kinematisch berechnen. Hierzu wird das Integral von $x \tau_{y,0}$ über der Kontaktfläche berechnet, welches das Moment um den Eintritt in die Kontaktfläche ergibt. Nachdem das Rückstellmoment um den Radmittelpunkt benötigt wird, muss es um das Moment der Lateralkraft und der halben Kontaktlänge $\frac{l_K}{2}$ reduziert werden, siehe Gleichung 4.17.

$$\begin{aligned} M_{z,0} &= \int_A \left(x - \frac{l_K}{2}\right) \tau_{y,0} dA \\ &= \int x \tau_{y,0} dA - \frac{F_y l_K}{2} \\ &= \int_0^{b_K} \int_0^{l_K} x \tau_{y,0} dx dy - \frac{F_y l_K}{2} \\ &= -\frac{F_y l_K}{6} = -F_y t_0 = c_{M_z} \alpha_0 \end{aligned} \quad (4.17)$$

$$\text{mit } t_0 = \frac{l_K}{6}; c_{M_z} = c_{\alpha,0} t_0 \quad (4.18)$$

Es ergibt sich somit für den Fall des ideal steifen Reifenaufbaus, neben dem Ausdruck Gleichung 4.18 für die Rückstellsteifigkeit, ein konstanter Reifennachlauf $t_0 = \frac{l_K}{6}$. Dies entspricht

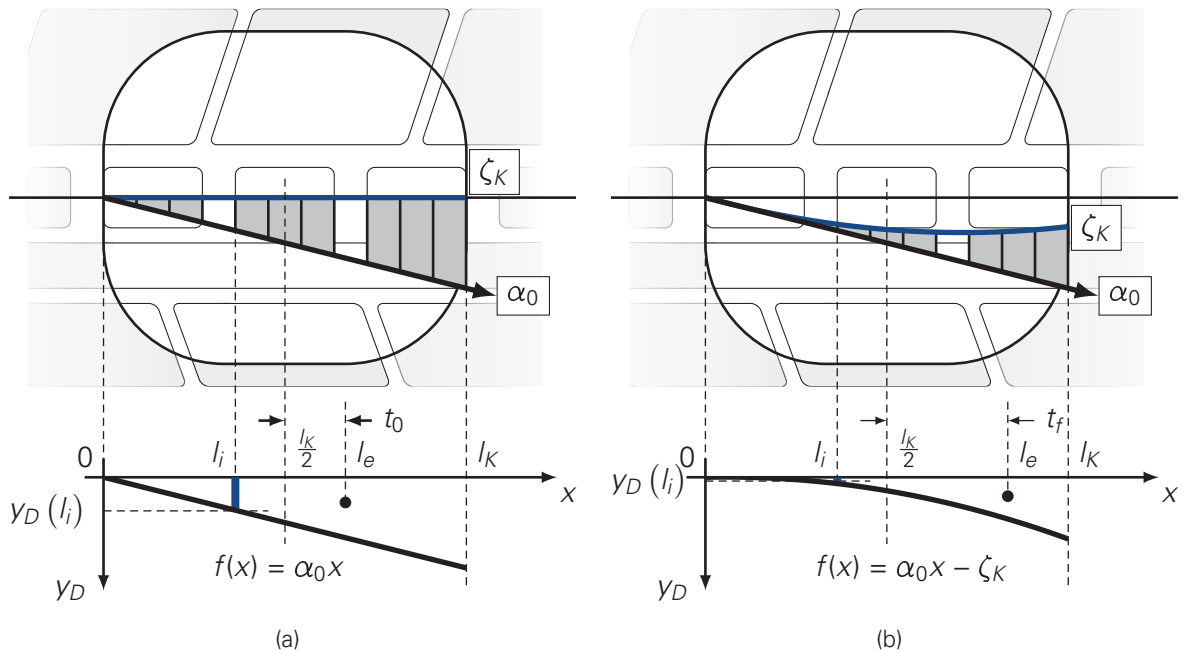


Abbildung 4.3.: Schematische Darstellung der Deformationskinematik unter Schlupf in lateraler Richtung für (a) den Fall des ideal steifen Reifenaufbaus und für (b) den Fall des endlich steifen Reifenaufbaus. Die helle Fläche stellt die makroskopische Kontaktfläche dar. Aus Gründen der Übersichtlichkeit ist die Lateraldeformation des Reifenaufbaus nicht dargestellt.

naturgemäß der Schwerpunktlage des dreiecksförmigen Deformationsmusters. Schematisch dargestellt ist der Schräglaufwinkel in der Kontaktfläche und die sich daraus kinematisch ergebende Lateraldeformation für den Fall des ideal steifen Reifenaufbaus in Abbildung 4.3(a). Bisher wurde der Reifenaufbau ideal steif angenommen. Bei realen Reifen ist dies jedoch nicht der Fall. Hier spielt die Deformation des Reifenaufbaus besonders für die laterale Deformationskinematik eine große Rolle. Wie in Abbildung 4.1.2 ersichtlich, ändert sich die Deformationsgleichung von einer Funktion erster Ordnung nach der Kontaktlänge zu einer Funktion höherer Ordnung mit entsprechendem Einfluss auf die Kraft- und Momententstehung. Im folgenden Abschnitt wird der Reifenaufbau unter lateraler Belastung näher analysiert und in vereinfachter Form auf Gleichung 4.15 und Gleichung 4.17 bezogen.

APPROXIMATION DER BIEGEFORM DES REIFENAUFBAUS IM BEREICH DER KONTAKTFLÄCHE

Unter Einwirkung von in der Kontaktfläche erzeugten Kräften wird der Reifenaufbau deformiert. Die Lateralkomponente dieser Deformation über der Kontaktlänge zeigt in den meisten Belastungszuständen in der gleichen Richtung wie die kinematische Lateraldeformation. Demzufolge führt sie zu einer Beeinflussung des effektiv zwischen Profilelement und Fahrbahnoberfläche wirksamen Schräglaufwinkels. Gemäß Unterabschnitt 2.1.1 existieren in der Literatur bereits verschiedene Ansätze zur Beschreibung der Form des Reifenaufbaus in der Kontaktfläche. Diese erlauben jedoch keine analytische Beschreibung der Kraftübertragung in Verbindung mit der Deformationskinematik oder besitzen nur bedingt physikalisch interpretierbare Parameter. Demzufolge wird im Folgenden eine Approximation der Deformationsform des Reifenaufbaus gesucht, welche sowohl in Kombination mit der kinematischen Deformation aus Abschnitt 4.1.2 eine analytische Lösung der Lateralkraft im Haft-

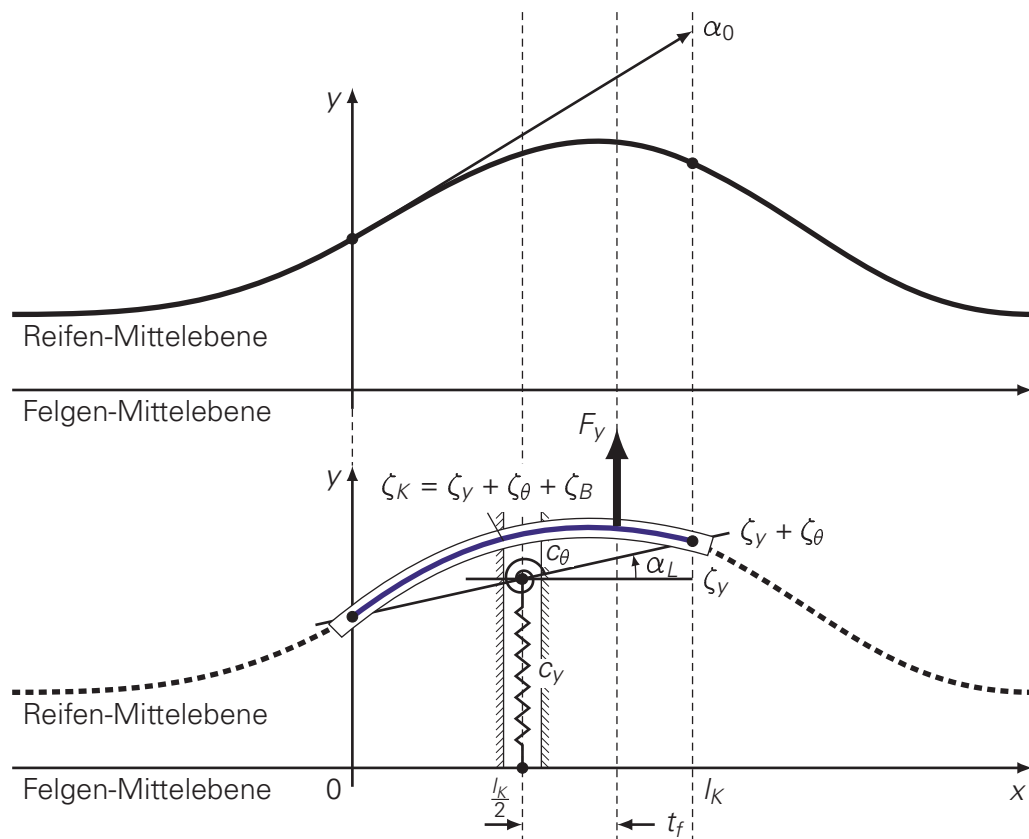


Abbildung 4.4.: Schematische Darstellung der Form der Mittellinie des Reifenaufbaus. Oben: Stretched String unter Berücksichtigung der Biegesteifigkeit und mit Profilelementen, nach Pacejka [Pac66]. Unten: Approximation der Form des Reifenaufbaus durch eine äquivalente Balkenbiegung



zustand erlaubt, als sich auf einen kompakten Satz struktureller Parameter stützt. In Abbildung 4.4 ist die abgewinkelte Mittellinie des Reifenaufbaus zu einem bestimmten Schräglaufwinkelzustand schematisch dargestellt. Entsprechend Unterabschnitt 2.1.1 stellt das sogenannte Stretched-String Modell eine gängige Beschreibung der Form dieser für die Kraftübertragung maßgebliche Mittellinie dar. Zur Beeinflussung der Deformationskinematik in der Kontaktfläche ist nur die Ausprägung des Reifenaufbaus in diesem Bereich von Bedeutung. Dementsprechend wird die Gürtelform von $x = 0$ bis $x = l_K$ näher analysiert. Die Biegeform des Reifenaufbaus kann in diesem Bereich durch die Biegung eines mit zwei Federn aufgehängten Balkens beschrieben werden. Bezüglich des Lastfalles gelten folgende Prämissen.

1. Die Streckenlast, entsprechend der wirksamen Schubspannung, wird vereinfacht in Form einer Einzelkraft F_y dargestellt
2. Die Einzelkraft wirkt potenziell um Reifennachlauf t_f versetzt zum Radmittelpunkt und bewirkt so ein Rückstellmoment
3. Die Eigenschaften des Reifenaufbaus werden in Bezug auf diesen Lastfall als homogen und isotrop betrachtet
4. Sich aufgrund longitudinaler Dehnung des Reifenaufbaus ergebende Zugspannung wird vernachlässigt

Die Verformung des Reifenaufbaus im Bereich der Kontaktfläche zwischen Reifen und Fahrbahn lässt sich nun in drei Aspekten unterteilen.

1. Laterale Ausweichung des Reifenaufbaus unter Einwirkung der Lateralkraft F_y
2. Starrkörper-Torsion des Reifenaufbaus unter Einwirkung des Rückstellmomentes M_z
3. Biegung des Reifenaufbaus in Abhängigkeit der Lateralkraft und des Reifennachlaufes t_f

Zunächst erfährt der Reifenaufbau aufgrund der wirksamen Lateralkraft eine laterale Ausweichung in Form einer Parallelverschiebung ζ_y der Radmittelebene zur Felgenmittelebene. Diese kann mithilfe der effektiven Lateralsteifigkeit c_y gemäß Gleichung 4.19 berechnet werden, ist nicht veränderlich mit Längenkoordinate x und spielt für die stationäre Deformationskinematik keine Rolle. Neben dieser Parallelverschiebung der Mittelebene kann durch Verbindung der Ein- und Austrittspunkte der Kontaktfläche ein Verdrehwinkel des Reifenaufbaus ermittelt werden. Dieser Verdrehwinkel α_L reduziert effektiv den kinematischen Schräglaufwinkel und wirkt somit als direkter Verlust-Schräglaufwinkel. Diese Torsion des Reifenaufbaus im Bereich der Kontaktfläche ζ_θ wird mittels Gleichung 4.20 beschrieben und ist abhängig vom wirksamen Rückstellmoment M_z und der torsionalen Steifigkeit des Reifenaufbaus c_θ . c_θ ist maßgeblich von den Eigenschaften der Seitenwände des Reifens abhängig.

$$\zeta_y(x) = \frac{F_y}{c_y} \quad (4.19)$$

$$\zeta_\theta(x) = \alpha_L x = \frac{M_z}{c_\theta} x \quad (4.20)$$

Neben den zwei vorgenannten Mechanismen findet im Bereich der Kontaktfläche eine Biegung des Reifenaufbaus statt. Diese Biegung kann, wie in Abbildung 4.4 dargestellt, durch einen auf vorgenannten Federn aufgehängten Balken approximiert werden. Es wird angenommen, dass die Reifenkarkasse und insbesondere der Stahlgürtel maßgeblich sind für die



Biegesteifigkeit c_B des Reifenaufbaus und deren Form mittels eines Balkens mit homogenen Steifigkeitseigenschaften und rechteckigem Querschnitt approximiert werden kann. Die vollständige Gleichung der Biegelinie $\zeta_{B,t}$ für den hier betrachteten Lastfall ist in Gleichung 4.21 dargestellt, [GHS13]. Die Funktion $\zeta_{B,t}$ ist abschnittsweise definiert für $x \leq a$ und $x \geq a$, wobei $a = \frac{l_K}{2} + t_f$ den Abstand des Angriffspunktes der Lateralkraft zum Einlaufpunkt und $b = \frac{l_K}{2} - t_f$ den Abstand des Kraftangriffspunktes zum Auslaufpunkt der Kontaktfläche darstellen. Zur Berechnung der Biegesteifigkeit c_B sind neben dem effektiven Elastizitätsmodul des Reifenaufbaus E_B , auch dessen Breite b_N und die Höhe des Reifengürtels h_B erforderlich.

$$\zeta_{B,t}(x) = \frac{F_Y l_K^3}{6c_B} \begin{cases} \frac{b}{l_K^2} x \left(1 - \left(\frac{b}{l_K} \right)^2 - \left(\frac{x}{l_K} \right)^2 \right), & x \leq a \\ \frac{a}{l_K} \left(1 - \frac{x}{l_K} \right) \left(1 - \left(\frac{a}{l_K} \right)^2 - \left(1 - \frac{x}{l_K} \right)^2 \right), & x \geq a \end{cases} \quad (4.21)$$

$$\text{mit } c_B = E_B I = E_B \frac{h_B b_N^3}{12} \quad (4.22)$$

Nachdem die Gesamtform des Balkens nur abschnittsweise definiert ist, eignet sich diese Form nicht für die analytische Beschreibung der Kraftübertragung von Reifen im Haftzustand. Demnach wird im Folgenden eine Vereinfachung der Balkenbiegung gesucht. Der Ansatz besteht darin, dass die variable, vom Angriffspunkt der Lateralkraft abhängige, maximale Durchbiegung des Balkens in einer Funktion zweiter Ordnung nach der Kontaktlänge $\zeta_B = f(x^2)$ berücksichtigt wird. Die maximale Durchbiegung kann, unter der Annahme, dass die maximale Durchbiegung $\zeta_{B,m}$ zu $x = \frac{l_K}{2}$ stattfindet, zu Ausdruck Gleichung 4.23a umgestellt werden. Aus diesem Ausdruck wird klar, dass die maximale Durchbiegung dann stattfindet, wenn die Lateralkraft exakt im Radmittelpunkt angreift, d.h. wenn $t_f = M_z = 0$. Hiermit ist automatisch eine Abhängigkeit der Biegeform vom Angriffspunkt der Lateralkraft gegeben.

$$\begin{aligned} \zeta_{B,m} &= \frac{F_Y \left(\frac{l_K}{2} \right)^3}{3c_B} \frac{\frac{l_K}{2} - t_f}{l_K} = \frac{F_Y l_K^3}{24c_B} \left(\frac{1}{2} - \frac{t_f}{l_K} \right) = \frac{F_Y l_K^3}{48c_B} - \frac{F_Y t_f l_K^2}{24c_B} \\ &= \frac{F_Y l_K^3 - 2M_z l_K^2}{48c_B} \end{aligned} \quad (4.23a)$$

Für die Gleichung $\zeta_B(x^2)$ gilt weiterhin die Randbedingung, dass die Biegung an den Endpunkten $\zeta_B(x=0) = \zeta_B(x=l_K) = 0$. Hiermit wird in Gleichung 4.24 der Gesamtausdruck für die Balkenbiegung gefunden.

$$\begin{aligned} \zeta_B(x) &= -\frac{F_Y l_K - 2M_z}{12c_B} \left(x - \frac{l_K}{2} \right)^2 + \frac{F_Y l_K^3 - 2M_z l_K^2}{48c_B} \\ &= -\frac{F_Y l_K - 2M_z}{12c_B} x^2 + \frac{F_Y l_K^2 - 2M_z l_K}{12c_B} x \end{aligned} \quad (4.24)$$

Die Gesamtform der Approximation der Biegeform des Reifenaufbaus im Bereich der Reifenkontaktfläche ζ_K ergibt sich somit aus der Linearkombination der drei Einzelkomponenten, siehe Gleichung 4.25. Es besteht naturgemäß keine Abhängigkeit der Biegeform vom aktuellen Schräglaufwinkel. Sie hängt nur von den strukturellen Eigenschaften des Reifenaufbaus, der wirkenden Lateralkraft F_Y , der Kontaktlänge l_K und der Nachlaufstrecke t_f bezogen auf den Radaufstandpunkt ab.

$$\begin{aligned} \zeta_K(x) &= \zeta_Y + \zeta_\theta + \zeta_B \\ &= -\frac{F_Y l_K - 2M_z}{12c_B} x^2 + \left(\frac{F_Y l_K^2 - 2M_z l_K}{12c_B} + \frac{M_z}{c_\theta} \right) x + \frac{F_Y}{c_Y} \end{aligned} \quad (4.25)$$



EFFEKTIVE LATERALE SCHUBSPANNUNG, LATERALKRAFT UND RÜCKSTELLMOMENT

Die effektive Deformation y_D kann nun entsprechend einer Subtraktion der Deformation des Reifenaufbaus von der kinematischen Lateraldeformation errechnet werden. Dies ist in Abbildung 4.3(b) schematisch dargestellt. Die Schubspannung in der Reifenkontaktfläche wird anschließend mit Kenntnis des komplexen Schubmoduls und der Profilhöhe berechnet und ergibt sich gemäß Gleichung 4.27.

$$y_D = \alpha_0 x - \zeta_K \quad (4.26)$$

$$\begin{aligned} \tau_y &= \frac{G^*}{h} y_D = \frac{G^*}{h} (\alpha_0 x - \zeta_K) \\ &= \frac{G^*}{h} \left(\frac{F_y l_K - 2M_z}{12c_B} x^2 + \left(\alpha_0 - \frac{F_y l_K^2 - 2M_z l_K}{12c_B} - \frac{M_z}{c_\theta} \right) x \right) \end{aligned} \quad (4.27)$$

Die Lateralkraft F_y wird anschließend durch Integration der Schubspannung über der Kontaktfläche berechnet, vgl. Gleichung 4.15.

$$\begin{aligned} F_y &= \int_A \tau_{yH} dA = \frac{G^* b_K}{h} \int_0^{l_K} y_D dx \\ &= C \left(\frac{l_K^2}{2} \alpha_0 - \frac{F_y l_K^4 - 2M_z l_K^3}{72c_B} - \frac{M_z l_K^2}{2c_\theta} \right) \end{aligned} \quad (4.28)$$

$$\text{mit } C = \frac{G^* b_K}{h} \quad (4.29)$$

Das Rückstellmoment bezogen auf die Radmitte wird beschrieben durch, vgl. Gleichung 4.17.

$$\begin{aligned} M_z &= \int_A \left(x - \frac{l_K}{2} \right) \tau_y dA = C \int_0^{l_K} \left(x - \frac{l_K}{2} \right) s_y dx \\ &= \frac{c_\theta C l_K^3}{12c_\theta + C l_K^3} \alpha_0 \end{aligned} \quad (4.30)$$

Zum Zwecke der Übersichtlichkeit und in Hinblick auf die spätere Erweiterung um den partiellen Haft- und Gleitzustand in Unterabschnitt 5.2.2, werden die Gleichungen in Form eines Systems linearer Gleichungen nach F_y und M_z gebracht. Dieses System hat Grundform (4.31b).

$$y = \mathbf{A}x + b = 0 \quad (4.31a)$$

$$\mathbf{A}x = b \quad (4.31b)$$

Das System, mit Systemzuständen $x = \begin{bmatrix} F_y \\ M_z \end{bmatrix}$, wird nun folgendermaßen definiert

$$y = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \end{bmatrix}, \mathbf{A} = \begin{bmatrix} A_{11} & A_{12} \\ 0 & 1 \end{bmatrix}, b = \begin{bmatrix} b_1 \\ b_2 \end{bmatrix} \quad (4.32)$$



mit Matriceinträgen

$$A_{11} = 1 + \frac{l_K^4}{72c_B} \quad (4.33a)$$

$$A_{12} = \frac{C l_K^2}{2c_\theta} - \frac{2C l_K^3}{72c_B} \quad (4.33b)$$

$$b_1 = \frac{h C l_K^2}{2} \alpha_0 \quad (4.33c)$$

$$b_2 = \frac{c_\theta C l_K^3}{12c_\theta + C l_K^3} \alpha_0 \quad (4.33d)$$

Durch Auflösen des Gleichungssystems (4.31b) nach x werden die Lateralkraft und das Rückstellmoment für den jeweiligen Betriebszustand im Haftbereich berechnet. Durch Ableitung der Lateralkraft und des Rückstellmomentes nach α_0 ergeben sich für die Schräglauftsteifigkeit Gleichung 4.34 und für die Rückstellsteifigkeit Gleichung 4.35. Durch die in Gleichung 4.25 gefundene Approximation der Biegeform des Reifenaufbaus lassen sich diese Größen in einer übersichtlichen Form darstellen (vgl. [PS91]).

$$c_\alpha = 2C l_K^2 c_\theta \frac{C l_K^4 + 216c_B}{(C l_K^4 + 72c_B)(C l_K^3 + 12c_\theta)} \quad (4.34)$$

$$c_{M_z} = \frac{c_\theta C l_K^3}{12c_\theta + C l_K^3} \quad (4.35)$$

Auf Basis dieser Herleitung ist ersichtlich, dass die Schräglauftsteifigkeit von den strukturellen Steifigkeiten c_B und c_θ des Reifenaufbaus, vom komplexen Schubmodul des Reifenoberflächenmaterial G^* und der Profiltiefe h , sowie besonders von den Dimensionen der makroskopischen Kontaktfläche abhängt. Insbesondere die Kontaktlänge l_K spielt eine maßgebliche Rolle und ist wiederum selber eine Funktion der Vertikalkraft F_z und des Reifeninnendruckes p_{in} . Der komplexe Schubmodul G^* dagegen ist von der Materialtemperatur T und der Anregungsfrequenz, welche äquivalent zur Raddrehgeschwindigkeit Ω ist, abhängig. Somit ist zu erwarten, dass die Schräglauftsteifigkeit eine Funktion vorgenannter Zustände ist, siehe Gleichung 4.36.

$$c_\alpha = f(F_z, p_{in}, T, \Omega) \quad (4.36)$$

$$c_{M_z} = f(F_z, p_{in}, T, \Omega) \quad (4.37)$$

Diese Abhängigkeiten werden in Abschnitt 4.5 auf Basis der in Abschnitt 4.3 entwickelten Methoden versuchstechnisch näher untersucht.

4.2. BESCHREIBUNG DER INSTATIONÄREN KRAFTÜBERTRAGUNG

Bei dynamischen Anregungen werden Kräfte und Momente im Reifen nicht wie im Vorhergehenden angenommen unmittelbar, sondern erst verzögert aufgebaut. Grundsätzlich können für die Verzögerung des Kraftaufbaus zwei maßgebliche Faktoren identifiziert werden.

1. Dimension der makroskopischen Reifenkontaktfläche und Durchlaufgeschwindigkeit der Profilelemente
2. Nachgiebigkeit des Reifenaufbaus



Sowohl in longitudinaler als in lateraler Richtung spielen diese Faktoren eine Rolle, ihre Ausprägung ist jedoch unterschiedlich. Demzufolge wird das transiente Reifenverhalten in dieser Arbeit in den zwei Unterbegriffen des kinematischen und strukturellen Einlaufverhaltens untergliedert. Das kinematische Einlaufverhalten wird wie folgt definiert.

DEFINITION: KINEMATISCHES EINLAUFVERHALTEN

Das kinematische Einlaufverhalten beschreibt die Fortpflanzung eines Schubspannungszustandes innerhalb der Reifenkontaktfläche aufgrund des kinematischen Abrollprozesses

Demnach bezieht sich das kinematische Einlaufverhalten ausschließlich auf den Abrollprozess des Reifens nach einer dynamischen Zustandsänderung. Maßgeblich hierfür ist die Größe der makroskopischen Kontaktlänge und die Abrollgeschwindigkeit des Reifens. Neben diesem kinematischen Anteil reagiert der Reifen aufgrund der endlichen Struktursteifigkeit verzögert auf Zustandsänderungen, indem der Reifenaufbau durch eine Ausweichgeschwindigkeit einen Teil der Differenzgeschwindigkeit zwischen Reifen und Fahrbahnoberfläche kompensiert (vgl. hierzu auch die schematische Darstellung des Reifenaufbaus in lateraler Richtung in Abbildung 4.4). Das strukturelle Einlaufverhalten wird wie folgt definiert.

DEFINITION: STRUKTURELLES EINLAUFVERHALTEN

Das strukturelle Einlaufverhalten beschreibt die örtliche Reduzierung des kinematischen Schubspannungszustandes in der Kontaktfläche durch strukturelles Ausweichen des Reifenaufbaus in Kraftwirkrichtung

In den folgenden Abschnitten wird auf das transiente Reifenverhalten in longitudinaler und lateraler Richtung näher eingegangen. Auf die transiente Kraftantwort des Reifens bei dynamischer Vertikalkraftanregung wird an der Stelle nicht näher eingegangen. Eine Analyse und Diskussion der kinematischen und strukturellen Mechanismen findet sich jedoch in Anhang A.

4.2.1. TRANSIENTES LONGITUDINALES VERHALTEN UND LONGITUDINALE EINLAUFLÄNGE

Das transiente longitudinale Verhalten stellt im Vergleich zum transienten lateralen Verhalten den übersichtlicheren und einfacheren Fall dar. Wie bereits in der stationären Analyse in Unterabschnitt 4.1.1 ist die Ausprägung der Deformation des Reifenaufbaus in longitudinaler Richtung weniger komplex. In Abbildung 2.2 sind schematisch der Reifenaufbau und die Kontaktfläche als mechanisches Ersatzsystem nach Zegelaar [Zeg98] dargestellt. Das Bürstenmodell in der linken Darstellung ist durch eine gelenkige Lagerung und einem effektiven Feder-Dämpfer-Element in der rechten Darstellung ersetzt. Während in der linken Darstellung der kinematische Einlaufvorgang berücksichtigt wird, so spielt in der rechten Darstellung nur noch das strukturelle Einlaufen eine Rolle. Auf dieser Basis werden in den kommenden Abschnitten die Vorgänge in der Reifenkontaktfläche analysiert und beschrieben. Zur Betrachtung des dynamischen Übertragungsverhalten des kompletten Rades gehört des Weiteren noch die Felgenträgheit mitsamt der felgengekoppelten Trägheitsanteile des Reifens. Hierzu zählen nach Zegelaar [Zeg98] die der Felge zugewandte Hälfte der Seitenwand sowie Kernreiter und Wulstkern. Außerdem müssen zur Betrachtung der Gesamtträgheit des drehenden Rades im Gesamtfahrzeugverbund auch die felgengekoppelte

Trägheit der Radnabe und der Bremsscheibe berücksichtigt werden. So ergibt sich eine Trägheit um die Raddrehachse von circa 2 kgm^2 für eine repräsentative Rad-Reifen-Kombination im Gesamtfahrzeugverbund. In den folgenden Abschnitten werden Massenkräfte und Trägheitsmomente jedoch vernachlässigt.

DER KINEMATISCHE EINLAUFVORGANG DES UMFANGSCHLUPFZUSTANDES

Ein Schlupfzustand herrscht nicht unmittelbar in der gesamten Reifenkontaktfläche, sobald er eingestellt wird. Es gilt zwar sofort die wirksame Deformationsgeschwindigkeit. Bis sich die stationäre Deformation und somit die stationäre Schubspannung aufgebaut hat, dauert es jedoch etwa die Durchlaufzeit durch die Reifenkontaktfläche. Die Kraft baut sich in der Zeit, vorerst unter der Annahme eines ideal steifen Reifenaufbaus, nicht linear auf. Nach einer Veränderung des Umfangschlupfes ist diese nun zu Zeitpunkt $t = t_i$ bis zur Längenkoordinate l_i eingelaufen, welche gemäß Gleichung 4.38 berechnet wird. Für l_i gilt, dass sie sich im Wertebereich $0 \leq l_i \leq l_K$ befinden muss. Es gilt nun nur in dem Bereich der Reifenkontaktfläche, in dem der Schlupfzustand bereits eingelaufen ist, die stationäre Schubspannung nach Gleichung 4.7. Im übrigen Teil der Kontaktfläche gilt zu dem Zeitpunkt die konstante Schubspannung τ_x ($x = l_i$), unabhängig von der lokalen Längenkoordinate, welches in Gleichung 4.39 dargestellt ist. Die Longitudinalkraft berechnet sich nun gemäß der Addition beider Bereiche in Gleichung 4.40.

$$l_i = \int_{t_i} r_d \Omega dt = r_d \Omega t_i \quad (4.38)$$

$$\tau_i = \frac{G^*}{h} \begin{cases} x \kappa_t, & 0 \leq x < l_i \\ l_i \kappa_t, & l_i \leq x \leq l_K \end{cases} \quad (4.39)$$

$$\begin{aligned} F_x(t) &= \int_{b_K} \int_{l_K} \tau_i dx dy \\ &= \kappa_t \frac{G^* b_K}{h} \left(\frac{l_i^2}{2} + l_i (l_K - l_i) \right) = \kappa_t \frac{G^* b_K}{2h} (2l_i l_K - l_i^2) \\ &= r_d \Omega \kappa_t \frac{G^* b_K}{2h} ((2l_K) t - (r_d \Omega) t^2) \\ &= v_D \frac{G^* b_K}{2h} ((2l_K) t - (r_d \Omega) t^2) \quad \text{für } 0 \leq t \leq t_K \end{aligned} \quad (4.40)$$

Außerhalb des angegebenen Wertebereichs ist Gleichung 4.40 nicht gültig, sondern es gilt (4.9). Somit zeigt sich, dass das zeitvariante, durch das kinematische Einlaufen bedingte Verhalten der Longitudinalkraft infolge instationärer Schlupfbedingungen nur von der zeitvarianten Integrationsgrenze l_i abhängt und ansonsten zeitinvariant ist. Außerdem ist zu Zeitpunkt $t = t_K$ der Schlupfzustand vollständig in die Kontaktfläche eingelaufen; die gesamte Kontaktfläche hat zu diesem Zeitpunkt ihre stationäre Schubspannung erreicht. Abbildung 4.5 stellt den kinematischen Einlaufvorgang schematisch dar. In Abbildung 4.5(b) wird die Schubspannungsverteilung über der Kontaktlänge zu Zeitpunkt $t = t_{ib}$ und entsprechender Einlaufdistanz l_{ib} im Verhältnis zur stationären Schubspannung τ_x gesetzt. Analog stellt Abbildung 4.5(c) den Zustand zu $t = t_{ic}$ dar. Zum Zeitpunkt $t = t_K$, entsprechend der kinematischen Durchlaufänge l_K , ist der stationäre Zustand erreicht und gilt $\tau_i = \tau_x$.

Wie in Abbildung 4.5 ersichtlich ist, folgt der kinematische Einlaufvorgang einer Funktion zweiter Ordnung nach t auf dem Zeitintervall $0 \leq t \leq t_K$. In der hier verwendete Abstraktionsebene ist die kinematische Einlaufänge unabhängig von den strukturellen

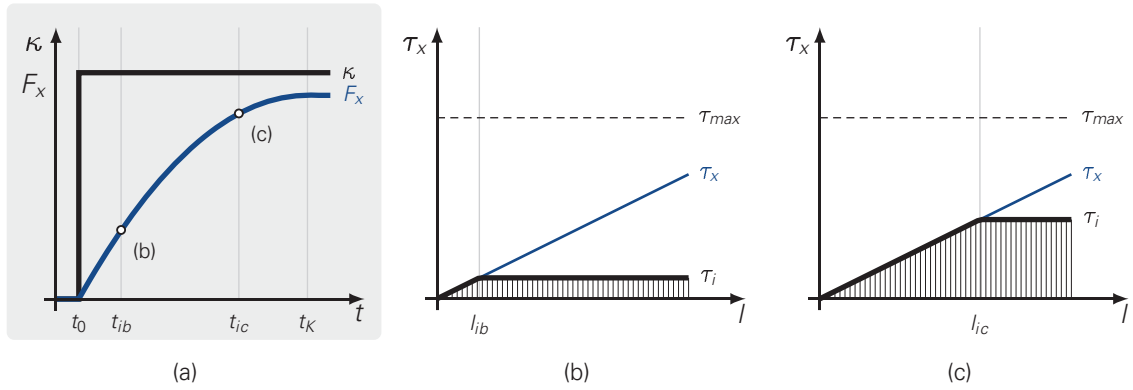


Abbildung 4.5.: Schematische Darstellung des kinematischen Einlaufvorgangs eines Schlupfzustandes in die Kontaktfläche, mit (a) Sprungantwort der Longitudinalkraft mit eingetragenen arbiträren Zeitpunkten t_{ib} und t_{ic} nach dem Sprung in Umfangsschlupf zu $t = t_0$, (b) aktuelle Schubspannung τ_i zu Zeitpunkt $t = t_{ib}$ im Vergleich zur stationären Schubspannung τ_x und (c) aktuelle Schubspannung τ_i zu Zeitpunkt $t = t_{ic}$ im Vergleich zur stationären Schubspannung τ_x

Reifeneigenschaften, sondern wird ausschließlich von der Länge der makroskopischen Kontaktfläche bestimmt.

DER STRUKTURMECHANISCHE EINLAUFVORGANG DES UMFANGSCHLUPFZUSTANDES

Um das longitudinale transiente Verhalten vollständig zu beschreiben, muss die Nachgiebigkeit des Reifenaufbaus in Wirkrichtung der erzeugten Longitudinalkraft in der Kontaktfläche berücksichtigt werden. Dessen Deformationsweg d_x lässt sich gemäß Gleichung 4.41 beschreiben als Quotient der wirksamen Longitudinalkraft F_x und der effektiven Longitudinalsteifigkeit c_x . Durch Ableitung des Deformationsweges nach der Zeit wird ein Ausdruck für die sich aus der Nachgiebigkeit des Reifenaufbaus ergebende Deformationsgeschwindigkeit $v_{sx,d}$ erhalten, Gleichung 4.42.

$$d_x = \frac{F_x}{c_x} \quad (4.41)$$

$$v_{sx,d} = \frac{d}{dt} d_x = \frac{\dot{F}_x}{c_x} \quad (4.42)$$

Nachdem die Deformationsgeschwindigkeit des Reifenaufbaus die Kinematik in der Kontaktfläche beeinflusst, muss sie zur Berechnung der dynamischen Schubspannung in Gleichung 4.1 einbezogen werden. Es gilt nun Gleichung 4.43. Auf der Basis der dynamischen Deformationsgeschwindigkeit kann ein dynamischer Ausdruck für κ_t , hier genannt κ_d , gefunden werden, welcher die Berechnung der transienten Longitudinalkraft gemäß Gleichung 4.45 erlaubt.

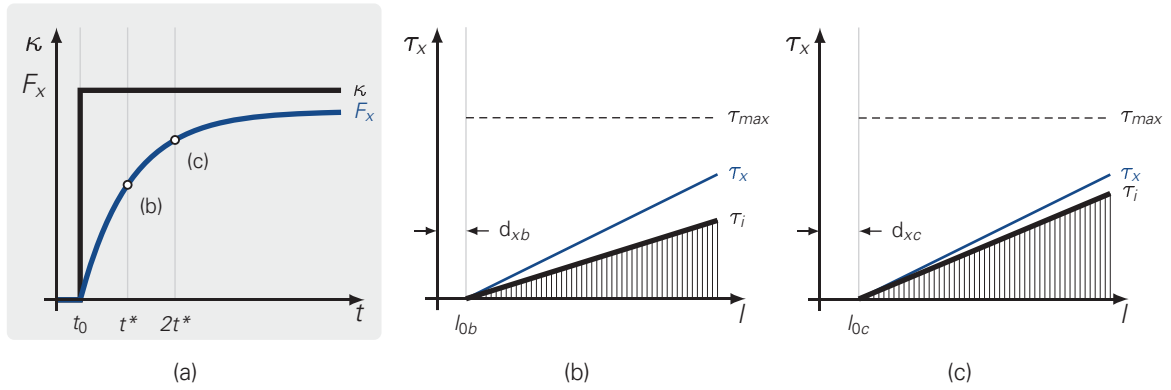


Abbildung 4.6.: Schematische Darstellung des strukturellen Einlaufvorgangs eines Schlupfzustandes, mit (a) Sprungantwort der Longitudinalkraft mit eingetragener Einlaufzeit t^* und doppelter Einlaufzeit $2t^*$ nach dem Sprung in Umfangschlupf zu $t = t_0$, (b) aktuelle Schubspannung τ_i zu Zeitpunkt $t = t^*$ im Vergleich zur stationären Schubspannung τ_x und (c) aktuelle Schubspannung τ_i zu Zeitpunkt $t = 2t^*$ im Vergleich zur stationären Schubspannung τ_x

$$v_D = (r_d \Omega - v_x) - v_{sx,d} = (r_d \Omega - v_x) - \frac{\dot{F}_x}{c_x} \quad (4.43)$$

$$\kappa_d = \frac{v_D}{r_d \Omega} = \frac{r_d \Omega - v_x}{r_d \Omega} - \frac{\dot{F}_x}{c_x r_d \Omega} \quad (4.44)$$

$$\begin{aligned} F_x &= c_\kappa \kappa_d = c_\kappa \kappa_t - \frac{c_\kappa}{c_x} \frac{\dot{F}_x}{r_d \Omega} \\ &= c_\kappa \kappa_t - \sigma_{\kappa,s} \frac{\dot{F}_x}{r_d \Omega} \end{aligned} \quad (4.45)$$

$$\text{mit } \sigma_{\kappa,s} = \frac{c_\kappa}{c_x} \quad (4.46)$$

Durch Umformung von Gleichung 4.45 ergibt sich in Gleichung 4.47 exakt die Standardform des Übertragungsverhaltens erster Ordnung. Im Ergebnis entspricht die so hergeleitete strukturelle Einlauflänge den Ausführungen von Pacejka [Pac12] und Rill [Ril06].

$$\frac{\sigma_{\kappa,s}}{r_d \Omega} \dot{F}_x + F_x = c_\kappa \kappa_t \quad (4.47)$$

Gleichung 4.47 kann ebenfalls in Form der Übertragungsfunktion in Gleichung 4.48 geschrieben werden.

$$\begin{aligned} G_s(s) &= \frac{c_\kappa}{1 + T_s \cdot s} \\ \text{mit } T_s &= \frac{\sigma_{\kappa,s}}{r_d \Omega} \end{aligned} \quad (4.48)$$

Somit ist unter den hier geltenden Prämissen bewiesen, dass das longitudinale transiente Verhalten aufgrund der Nachgiebigkeit des Reifenaufbaus exakt durch ein Übertragungsverhalten erster Ordnung mit longitudinaler Einlauflänge beschrieben werden kann. In Abbildung 4.6 wird der strukturelle Einlaufvorgang schematisch dargestellt. Aufgrund



der Deformationsgeschwindigkeit des Reifenaufbaus baut sich die stationäre Schubspannung in der Kontaktfläche nicht unmittelbar auf, sondern nähert sich dem Stationärwert mit abnehmendem Gradienten an. Zeitpunkt t^* entspricht dabei der äquivalenten Einlaufzeit $t^* = \frac{\sigma_{\kappa}}{r_d \Omega}$. Zu diesem Zeitpunkt erreicht die Longitudinalkraft circa 63% des Stationärwertes. Demzufolge entspricht die Fläche unterhalb τ_i in Abbildung 4.6(b) circa 63% der Fläche unterhalb τ_x .

LONGITUDINALES GESAMTTTRANSIENTES VERHALTEN

Das gesamttransiente, longitudinale Reifenverhalten setzt sich nun aus den stationären Eigenschaften, beschrieben in Unterabschnitt 4.1.1, aus dem kinematischen Einlaufverhalten und aus dem strukturmechanischen Einlaufverhalten zusammen. Beide letzteren Elemente überlagern sich dabei. Aus einem direkten Vergleich der beiden schematischen Darstellungen Abbildung 4.5(a) und Abbildung 4.6(a) ist der qualitativ ähnliche Einfluss beider Mechanismen ersichtlich. Während die kinematische Durchlauflänge l_k bei repräsentativen Vertikalkräften ca. 0.1 m beträgt, beträgt die strukturmechanische Einlauflänge $\sigma_{\kappa,s}$ unter diesen Bedingungen ca. 0.5 m. Außerdem gilt zu beachten, dass nach der kinematischen Einlauflänge der kinematische Einlaufvorgang vollständig durchlaufen ist, während nach der strukturmechanischen Einlauflänge erst 63% der Stationärkraft anliegen. Aus diesem Grund kann die strukturmechanische Einlauflänge als maßgeblich angesehen werden. Die beschriebenen Mechanismen des transienten Verhaltens treten bei einem positiven wie negativen Schlupfsprung gleichermaßen auf. Nachdem sich beide Aspekte des longitudinalen transienten Verhaltens überlagern und gegenseitig beeinflussen, bietet sich eine Transformation der Effekte in den gleichen Zustandsraum an. Hierzu wird das kinematische Einlaufverhalten ebenfalls durch ein dynamisches Verhalten erster Ordnung approximiert. Die sich so ergebende kinematische Einlauflänge beträgt gemäß den Ausführungen in Abschnitt 4.2.1 $\sigma_{\kappa,k} = \sqrt{1 - 0.63} l_k \approx 0.608 l_k$. Diese Approximation weicht ab vom Ansatz nach Zegelaar [Zeg98], in dem die Zeitkonstante des kinematischen Einlaufvorgangs mit $\frac{l_k}{2r_d \Omega}$ abgeschätzt wird. Der Ansatz nach Zegelaar entspricht somit $\sigma_{\kappa,k} = 0.5 l_k$. Das longitudinale gesamttransiente Verhalten ergibt sich nun aus der Reihenschaltung zweier dynamischer Elemente erster Ordnung, welches einem überkritisch gedämpften Verhalten zweiter Ordnung entspricht.

$$G_k(s) = \frac{1}{1 + T_k \cdot s} \quad (4.49)$$

$$T_k = \frac{\sigma_{\kappa,k}}{r_d \Omega} \quad (4.50)$$

$$\begin{aligned} H(s) &= G_s(s) \cdot G_k(s) \\ &= \frac{c_\kappa}{1 + T_s \cdot s} \cdot \frac{1}{1 + T_k \cdot s} \\ &= \frac{c_\kappa}{1 + (T_s + T_k) \cdot s + T_s T_k \cdot s^2} \end{aligned} \quad (4.51)$$

In Analogie zu Gleichung 4.48 kann Gleichung 4.51 ebenfalls im Zeitbereich formuliert werden, siehe Gleichung 4.53.

$$(T_s T_k) \ddot{F}_x + (T_s + T_k) \dot{F}_x + F_x = c_\kappa \kappa_t \quad (4.52)$$

$$\frac{\sigma_{\kappa,s} \sigma_{\kappa,k}}{(r_d \Omega)^2} \ddot{F}_x + \frac{\sigma_{\kappa,s} + \sigma_{\kappa,k}}{r_d \Omega} \dot{F}_x + F_x = c_\kappa \kappa_t \quad (4.53)$$

Je nach Zustand des Reifens, insbesondere hinsichtlich Umfangschlupf und Vertikalkraft, gilt jedoch $\sigma_{\kappa,s} > 8\sigma_{\kappa,k}$. Somit ist das strukturmechanische Einlaufverhalten weiterhin maßgeblich.



4.2.2. TRANSIENTES LATERALES VERHALTEN UND LATERALE EINLAUFLÄNGE

In der bisherigen stationären Betrachtung des lateralen Reifenverhaltens wurde ausschließlich der stationäre Einfluss der Nachgiebigkeit des Reifenaufbaus berücksichtigt. Zur Beschreibung des transienten Verhaltens ist es jedoch notwendig, darüber hinaus die kinematischen und strukturmechanischen Mechanismen zu betrachten, welche die effektive Lateralgeschwindigkeit im Bereich der Reifenkontaktfläche beeinflussen. Das laterale Relativververhalten bezieht sich somit auf die Beeinflussung des effektiven Schräglaufwinkels. Folgende Mechanismen können identifiziert werden als potenzielle Einflussfaktoren auf das transiente laterale Verhalten:

1. Kinematisches Einlaufen des Schlupfzustandes in die Reifenkontaktfläche
2. Torsionales Einlaufen des des Reifenaufbaus und Ausprägung eines Bohrmomentes
3. Strukturmechanisches Einlaufen des Reifenaufbaus in Wirkrichtung der erzeugten Kraft
4. Durchbiegung des Reifenaufbaus unter Krafteinwirkung

Die Anteile der transienten Lateralkraft prägen sich in Abhängigkeit der Geschwindigkeit unterschiedlich stark aus. Bei niedrigen Geschwindigkeiten bis circa 10 kmh^{-1} sind der kinematische und der torsionale, strukturmechanische Anteil des transienten Verhaltens maßgeblich. Deren Einfluss geht mit zunehmender Geschwindigkeit zurück, während besonders im Bereich von circa 10 kmh^{-1} bis 100 kmh^{-1} der laterale, strukturmechanische Anteil überwiegt. Bei weiterer Erhöhung der Geschwindigkeit ist davon auszugehen, dass diese weiterhin vom Massen- und Trägheitsanteilen überlagert werden. Nachdem sich diese Arbeit auf den Geschwindigkeitsbereich bis 100 kmh^{-1} bezieht, werden Massen- und Trägheitseffekte in den nachfolgenden Analysen vernachlässigt. In Abbildung 4.7 sind die übrigen vier Anteile für eine relativ geringe Abrollgeschwindigkeit schematisch dargestellt. Zunächst ist in Abbildung 4.7(d) ersichtlich, dass nachdem zu $t = t_0$ eine sprungartige Änderung des Schräglaufwinkels stattgefunden hat, der Reifenaufbau torsional deformiert wird und sich ein großes Bohrmoment ausprägt. Dieses Bohrmoment wird hervorgerufen von einer in Abbildung 4.7(b) dargestellten Schubspannungsverteilung, welche symmetrisch ist um den Radmittelpunkt. Für nähere Informationen zum dynamischen Bohrmoment und dessen Verhalten in Abhängigkeit der Abrollgeschwindigkeit sei an der Stelle auf [vPS12; vPE12] verwiesen. Auf Basis der dargestellten Schubspannungsverteilung ergibt das Integral in Gleichung 4.28 zu diesem Zeitpunkt $F_y = 0$. Durch den Abrollvorgang verschwindet jedoch das Bohrmoment aus der Kontaktfläche und es wirken, wie bereits in longitudinaler Richtung, der kinematische und strukturmechanische Einlaufvorgang (vgl. Unterabschnitt 4.2.1). Unter Einwirkung der Lateralkraft weicht der Reifenaufbau in Richtung der Lateralkraftwirkung und somit in Richtung der lateralen Profildeformation aus. Die laterale Geschwindigkeit, welche sich währenddessen ergibt, kann durch eine Zeitableitung der lateralen Deformation des Reifenaufbaus ermittelt werden. Zusammen mit der Abrollgeschwindigkeit des Reifens im Bereich der Kontaktfläche kann nun der sich im instationären Fall ergebende dynamische Verlustschräglaufwinkel $\alpha_{L,d}$ gemäß Gleichung 4.56 berechnet werden.

$$d_y = \frac{F_y}{c_y} (= \zeta_y) \quad (4.54)$$

$$v_{sy,d} = \frac{d}{dt} d_y = \frac{\dot{F}_y}{c_y} \quad (4.55)$$

$$\alpha_{L,d} = \arctan \left(\frac{v_{sy,d}}{r_d \Omega} \right) \approx \frac{\dot{F}_y}{c_y r_d \Omega} \quad (4.56)$$

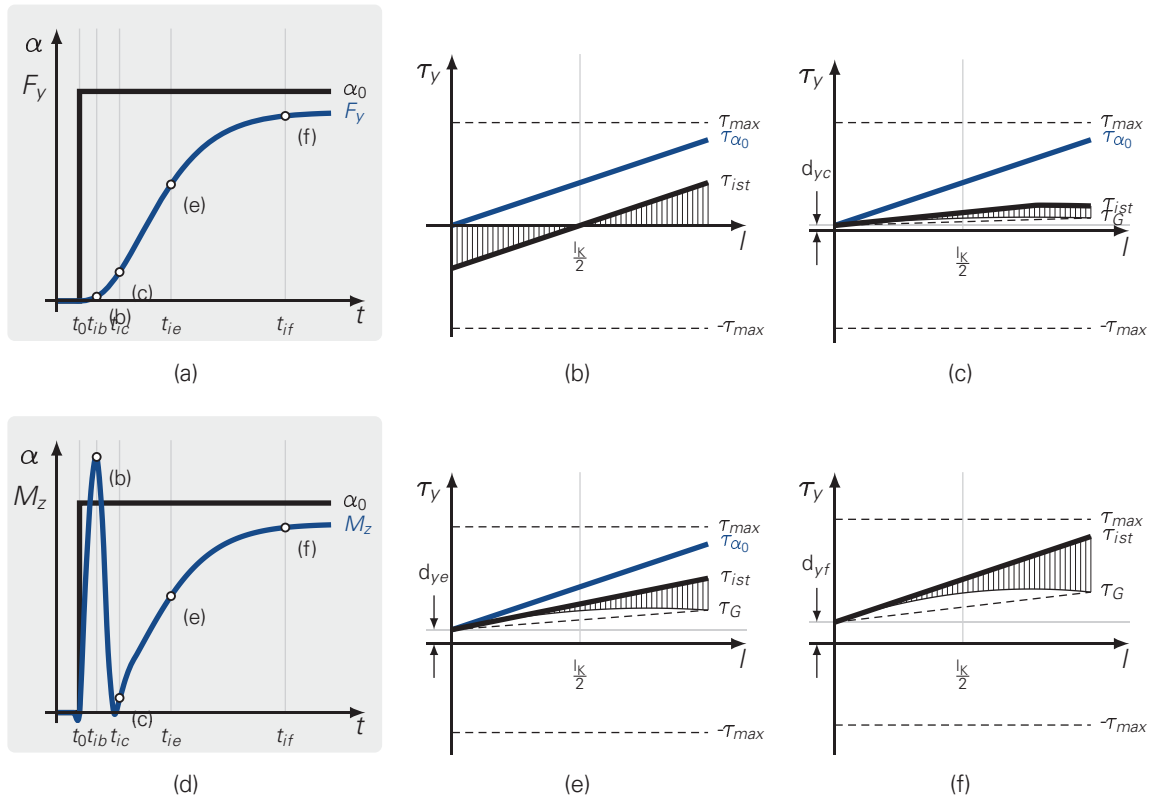


Abbildung 4.7.: Schematische Darstellung des kinematischen Einlaufvorgangs eines Schräglauflincks in die Kontaktfläche bei geringer Geschwindigkeit, mit (a) Sprungantwort der Longitudinalkraft mit eingetragenen arbiträren Zeitpunkten t_{ib} und t_{ic} nach dem Sprung in Umfangschlupf zu $t = t_0$, (b) aktuelle Schubspannung τ_i zu Zeitpunkt $t = t_{ib}$ im Vergleich zur stationären Schubspannung τ_x und (c) aktuelle Schubspannung τ_i zu Zeitpunkt $t = t_{ic}$ im Vergleich zur stationären Schubspannung τ_y



Unter Vernachlässigung des transienten Einflusses von ζ_θ und ζ_B (vgl. Gleichung 4.25) kann nun in Analogie zu Gleichung 4.47, Gleichung 4.57 der Seitenkraft aufgestellt werden.

$$\begin{aligned} F_y &= (\alpha_0 - \alpha_{L,d}) c_\alpha \\ &= \left(\alpha_0 - \frac{\dot{F}_y}{c_y r_d \Omega} \right) c_\alpha = c_\alpha \alpha_0 - \frac{c_\alpha}{c_y r_d \Omega} \dot{F}_y \end{aligned} \quad (4.57)$$

$$\frac{\sigma_\alpha}{r_d \Omega} \dot{F}_y + F_y = c_\alpha \alpha_0 \quad (4.58)$$

$$\text{mit } \sigma_\alpha = \frac{c_\alpha}{c_y} \quad (4.59)$$

In Gleichung 4.57 findet sich nun die laterale Einlauflänge σ_α wieder. Somit gilt in Analogie zu Abschnitt 4.2.1, dass die laterale Einlauflänge eine gültige Kenngröße des strukturmekanischen lateralen Einlaufverhaltens darstellt. Es kann weiterhin davon ausgegangen werden, dass das strukturmekanische Einlaufverhalten maßgeblich für die transiente laterale Kraftübertragung ist. Trotz der unterschiedlichen Herangehensweise entspricht das Ergebnis, wie bereits in Unterabschnitt 4.2.1, den aus der Literatur bekannten Ausdrücken von Pacejka [Pac12] und Rill [Ril06].

4.3. PRÜFMETHODE FÜR STRUKTURGRÖSSEN

Aufgrund der in den vorhergehenden Abschnitten dargelegten starken Abhängigkeit der Strukturgrößen von den Betriebs- und Umgebungsbedingungen des Reifens, ist für eine hochgenaue Identifikation dieser Charakteristika besonders die Kontrolle von Randbedingungen von großer Bedeutung. Darüber hinaus ist entscheidend, dass die Prämisse des Haftzustandes (vgl. Abschnitt 4.1) eingehalten wird. Nachdem die Temperatur eine vom Prüfstand nur indirekt beeinflussbare Größe darstellt, wird zunächst eine Konditionierungsprozedur vorgestellt, welche die reproduzierbare Einstellung einer gewünschten Reifentemperatur erlaubt. Diese Konditionierung stellt anschließend die Basis der entwickelten Prüfmethoden für longitudinale und laterale Strukturgrößen dar. Abschließend werden die in Unterabschnitt 2.4.1 vorgestellten Prüfstände hinsichtlich der Eignung zur Identifikation von Strukturgrößen verglichen und ein bevorzugter Prüfstand ausgewählt, der in den anschließenden Untersuchungen der Sensitivitäten und Randbedingungen in Abschnitt 4.5, sowie im gesamten weiteren Verlauf dieser Arbeit für die Identifikation von Strukturgrößen verwendet wird.

4.3.1. PROZEDUR ZUR REIFENKONDITIONIERUNG

Zur Gewährleistung vergleichbarer und reproduzierbarer Messergebnisse, welche gemäß der in Abbildung 3.7 vorgestellten Struktur zur Synthese zu einem Gesamtreifenverhalten verwendet werden können, wird in diesem Abschnitt eine Methode zur Reifenkonditionierung beschrieben.

REIFENVORBEREITUNG UND VORKONDITIONIERUNG

Zunächst ist es von Bedeutung, dass der Reifen vor Anfang der Messprozedur bereits einen homogenen Temperaturzustand besitzt, bei dem die Reifentemperatur T_R optimalerweise im Temperaturfenster $T_U - 10^\circ\text{C} \leq T_R \leq T_U + 10^\circ\text{C}$ im Verhältnis zur Umgebungstemperatur während der Reifenmessung T_U liegt. Auf dieser Basis wird nun die Reifentemperatur mittels freiem Rollen bei variabler Vertikalkraft und Vorwärtsgeschwindigkeit eingestellt. Insbesondere die Deformationsleistung im Reifenaufbau stellt einen Wärmestrom dar, der bei entsprechenden Umgebungsbedingungen zu einer Erhöhung der Reifenkerntemperatur führt.



Sofern die Eingangsleistung $\dot{Q}_{in}$ größer ist als die Summe der Verlustleistungen aus Leitung an die Fahrbahnoberfläche $\dot{Q}_L$, Konvektion an die Umgebungsluft $\dot{Q}_K$ und Abstrahlung $\dot{Q}_S$, so führt dies zu einer Erhöhung der Reifenkerntemperatur. Das Maß in dem die Temperaturerhöhung erfolgt, kann bei einem bestimmten Reifen mit Rollwiderstandskoeffizient x_R sowohl mittels der Vertikalkraft F_z als mittels der Vorwärtsgeschwindigkeit v_x gesteuert werden. Zu beachten ist, dass eine hohe Vertikalkraft besonders zu hohen Temperaturänderungen in der Reifenschulter führt. Eine hohe Vorwärtsgeschwindigkeit wiederum führt zu einer Erhöhung insbesondere der Konvektionsleistung, welche sich gegenläufig auf die Temperatur auswirkt. Demnach sind einer homogenen Temperatureinstellung im Reifen mittels dieser Methode Grenzen gesetzt.

$$Q = m c_p \Delta T \quad (4.60)$$

$$\dot{Q} = \dot{Q}_{in} + \dot{Q}_L + \dot{Q}_K + \dot{Q}_S \quad (4.61)$$

$$\text{mit } \dot{Q}_{in} = x_R F_z v_x$$

Die Temperaturänderung des Reifenmaterials führt ebenfalls zu einer Veränderung der Temperatur im Reifen eingeschlossenen Druckluft. Der Reifeninnendruck kann mittels der thermischen Zustandsgleichung idealer Gase in Gleichung 4.62 approximiert werden, sofern der Reifenaufbau als ideal steif angenommen wird, d.h. das Volumen des Reifens V konstant bleibt. Die Zustandsänderung gilt demnach als isochor. Außerdem wird angenommen, dass die im Reifen enthaltene Stoffmenge n sich über dem Versuch nicht ändert.

$$p_{in} \cdot V = n \cdot R_m \cdot T \quad (4.62a)$$

$$\frac{p_{in,1}}{T_{R,1}} = \frac{n \cdot R_m}{V} = \frac{p_{in,2}}{T_{R,2}} \quad (4.62b)$$

$$p_{in,2} = \frac{T_{R,2}}{T_{R,1}} p_{in,1} \quad (4.62c)$$

Nachdem die Reifentemperatur ein vorher definiertes Temperaturfenster erreicht hat, wird der Reifen angehalten und es wird der finale Innendruck eingestellt, bei dem der Reifen vermessen werden soll. Anschließend wird das Ventil geschlossen und der Innendruck nicht reguliert. Auf diese Weise kann mittels der Temperaturkonditionierung im Verlauf der Messprozedur immer wieder der exakte Gleichgewichtszustand zwischen Reifentemperatur und Reifeninnendruck erreicht werden.

EINFAHRMETHODE ZUR HOMOGENISIERUNG DER MATERIALEIGENSCHAFTEN

Nachdem der Reifen einen reproduzierbaren thermodynamischen Zustand erreicht hat, ist es zur Homogenisierung der Reifenoberfläche von großer Bedeutung, dass Fertigungsrückstände entfernt werden. Dies erfolgt dadurch, dass bei moderater Vertikalkraft (bspw. $F_z = 0.5 \cdot L^1$) mehrmals ein geringer Schräglaufwinkel aufgebracht wird. Auf diese Weise wird der Reifen nur minimal thermisch und mechanisch beansprucht. Die Beanspruchung reicht jedoch, dass die äußerste Schicht abgetragen wird und der Reifen als mechanisch homogenisiert gilt.

TEMPERATUR- UND INNENDRUCKKONDITIONIERUNG VON REIFEN

Nicht nur vor Anfang einer Messung, sondern auch zwischen einzelnen Messschritten, ist es von entscheidender Bedeutung, dass der Reifen in den gleichen thermodynamischen

¹Load Index: Tragfähigkeitsindex des Reifens, welche die maximale, vom Reifenhersteller garantierte, Traglast des Reifens darstellt



Konditionierungszustand versetzt wird. Dies erfolgt analog zur Vorkonditionierung dadurch, dass am frei rollenden Rad Vertikalkräfte und Vorwärtsgeschwindigkeiten so eingestellt werden, dass vor jedem Prozessschritt wieder der gleiche thermodynamische Zustand des Reifens erreicht wird. Beim geschlossenen Reifenventil gilt, bei gleicher Kerntemperatur und vernachlässigbare Erwärmung der Felge, der thermodynamische Zustand als gleich, sobald die gleiche Rillentemperatur des Reifens erreicht wird.

4.3.2. METHODE ZUR IDENTIFIKATION VON LONGITUDINALEN STRUKTURGRÖSSEN

Zur Erreichung der Zielsetzung (vgl. Abschnitt 1.3) ist die Identifikation von longitudinalen Strukturgrößen von untergeordneter Bedeutung. Wenngleich eine Betrachtung aufgrund der einfacheren strukturmechanischen Vorgänge im Reifen für die Herleitung in Unterabschnitt 4.1.1 und Unterabschnitt 4.2.1 sinnvoll ist, so wird im Folgenden nur auf mögliche Identifikationsmethoden hingewiesen, welche sich an den in Unterabschnitt 4.3.3 beschriebenen Methoden für laterale Strukturgrößen orientieren.

UMFANGSCHLUPFSTEIFIGKEIT

Die longitudinale Schlupfsteifigkeit kann mithilfe eines Vertikalkraftsprung-Verfahrens äquivalent zur Schräglaufsteifigkeit (vgl. Abschnitt 4.3.3) ermittelt werden, nur wird anstelle des konstanten Schräglaufwinkels ein geringer Schlupfwert im Bereich von $\kappa_t = 1\%$ eingestellt. Voraussetzung ist, dass der Prüfstand in der Lage ist, diesen einzustellen und kontinuierlich zu regeln.

LONGITUDINALES EINLAUFVERHALTEN

Das longitudinale Einlaufverhalten stellt prüftechnisch eine Herausforderung dar. Die eigentliche Zielvorstellung des Umfangschlupfes ist eine Sprunganregung über der Zeit bei unterschiedlichen Vertikalkräften. Gängige Prüffelder sind jedoch nicht in der Lage ein solches Eingangssignal umzusetzen. Demzufolge stellt ein Momentensprungverfahren eine praktische Annäherung dar, indem das Antriebsmoment sprungartig verändert wird. Es gilt jedoch zu beachten, dass der Schlupf somit keineswegs einer sprungförmigen Anregung folgt, sondern aufgrund der bei $v_x > 0$ einem Dämpfer entsprechenden Schlupfreaktion und der Trägheit der Felge zu einer bedämpften SchlupfSchwingung führt. Diese erlaubt jedoch prinzipiell die Identifikation der longitudinalen Einlauflänge.

4.3.3. METHODE ZUR IDENTIFIKATION VON LATERALEN STRUKTURGRÖSSEN

Zur Ableitung von Prüfmethoden zur Identifikation von lateralen Strukturgrößen wird auf die Analysen in Unterabschnitt 3.2.4, sowie in Unterabschnitt 4.1.2 zurückgegriffen. Demnach stellt die Basis der Identifikation von lateralen Strukturgrößen deren Analyse in Abhängigkeit der Vertikalkraft bei kleinen Schräglaufwinkeln α_0 dar. Im Folgenden wird zunächst eine Methode zur Identifikation der Schräglauf- und Rückstellsteifigkeit und anschließend eine Methode zur Identifikation der lateralen Einlauflänge vorgestellt. Die Berücksichtigung weiterer Betriebsbedingungen wird anschließend in Abschnitt 4.5 behandelt.

SCHRÄGLAUFSTEIFIGKEIT UND RÜCKSTELLSTEIFIGKEIT

Das in Abbildung 4.8 dargestellte Vertikalkraftsprungverfahren zur Bestimmung der Schräglaufsteifigkeit lehnt sich stark an das von Einsle [Ein11] vorgestellte Radlastsprungverfahren

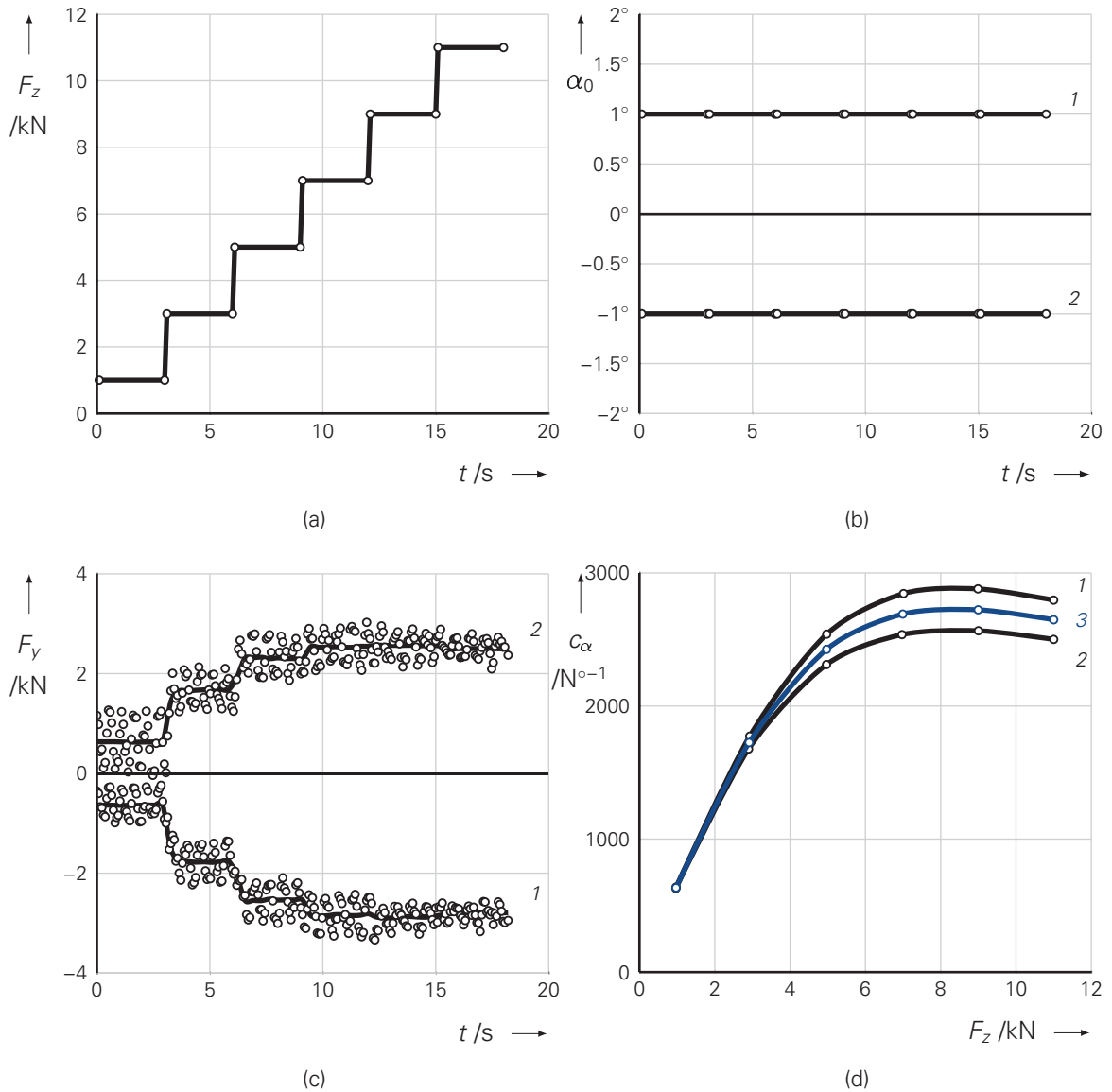


Abbildung 4.8.: Darstellung (a) der Vertikalkraft über der Zeit, (b) des Schräglaufwinkels über der Zeit, (c) der sich ergebenden Lateralkraft für einen Beispielfreifen über der Zeit und schließlich die ermittelte stationäre Seitenkraft über der Vertikalkraft für $1-\alpha_0 = 1^\circ$, $2-\alpha_0 = -1^\circ$, sowie die ermittelte Schräglaufsteifigkeit $3-c_\alpha$ des Vertikalkraftsprungverfahrens



an. Ein Unterschied besteht jedoch darin, dass hier der Schräglaufwinkel auf $|\alpha_0| \leq 1^\circ$ begrenzt wird. Grund hierfür ist die Erfüllung der Prämisse des Haftzustandes. Je nach Reifen, Prüfstandbelag und Messgenauigkeit des Prüfstandes ist ein Schräglaufwinkel $|\alpha_0| \leq 0.5^\circ$ sogar vorteilhaft. Aus vorgenannten Gründen ist die Ermittlung der Schräglaufsteifigkeit bei einem solch kleinen Winkel jedoch nicht an allen Prüfständen mit der erforderlichen Präzision möglich. Die Schräglaufsteifigkeit c_α wird schließlich gemäß Gleichung 4.65 aus den Messsignalen Lateralkraft F_y und Schräglaufwinkel α_0 errechnet. Durch die Mittelung der beiden gemessenen Schräglaufwinkel wird zum einen die Nullseitenkraft F_{y0} des Reifens, zum anderen aber auch eine mögliche Abweichung der Geradeausstellung des Prüfstandes eliminiert. Die als Eingangsgrößen geltende Vertikalkraft F_z und der kinematische Schräglaufwinkel α_0 sind in Abbildung 4.8(a), respektive Abbildung 4.8(b) über der Versuchszeit t dargestellt. Abbildung 4.8(c) zeigt die Messdaten der Lateralkraft F_y ungefiltert wie gefiltert über der Versuchszeit und Abbildung 4.8(d) die gemäß Gleichung 4.63 und Gleichung 4.64 berechnete stationäre Lateralkraft F_{ys} , sowie die identifizierte Schräglaufsteifigkeit c_α gemäß Gleichung 4.65.

$$F_{ys,l} = \left. \frac{F_y}{\alpha_0} \right|_{\alpha_0 < 0} \quad (4.63)$$

$$F_{ys,r} = \left. \frac{F_y}{\alpha_0} \right|_{\alpha_0 > 0} \quad (4.64)$$

$$c_\alpha = \frac{F_{ys,l} + F_{ys,r}}{2} \quad (4.65)$$

Obwohl diese Methode auch in aktueller Literatur immer wieder Anwendung findet, sollte die Schräglaufsteifigkeit nicht aus Schräglaufwinkelrampen, sondern ausschließlich mithilfe des hier beschriebenen vollständig stationären Vertikalkraftsprungverfahrens ermittelt werden. Die Schräglaufwinkelrampe ist nicht vollständig stationär, was aufgrund der Einlaufmechanismen (vgl. Unterabschnitt 4.2.2) zu einem erheblichen Fehler in der Bestimmung der Schräglaufsteifigkeit führen kann.

LATERALES EINLAUFVERHALTEN

Zur Identifikation des lateralen Einlaufverhaltens kann zwischen zwei grundsätzlich unterschiedlichen Herangehensweisen unterschieden werden.

1. Realitätsnahe Betrachtung aller am Einlaufverhalten beteiligten Mechanismen in Form eines dem Fahrzustand entsprechenden Schräglaufwinkelsprungs (vgl. [Ein11])
2. Abstrahierte Betrachtung des strukturmekanischen Einlaufverhaltens zur Identifikation der Einlauflänge in Form eines Losrollversuches (vgl. [Pac05])

Beide Methoden sind in Abbildung 4.9 dargestellt und erscheinen grundsätzlich sinnvoll; es gilt jedoch zu beachten, dass die gewählten Betriebsbedingungen zur späteren Anwendung passen. Insbesondere bei der ersten Herangehensweise stellen die Verstellgeschwindigkeit, die Signalabtastfrequenz und die Synchronizität der Messsignale bei einer realistischen Geschwindigkeit von $v_x = 100 \text{ kmh}^{-1}$ (vgl. Abschnitt 3.1) eine bisher nicht gelöste Herausforderung dar. Aus den vorgenannten Gründen wird von Einsle eine Vorwärtsgeschwindigkeit von $v_x = 5 \text{ kmh}^{-1}$ vorgeschlagen. Auf Basis der vorangegangenen Analysen kann jedoch davon ausgegangen werden, dass der Haftzustand bei $\alpha = 1^\circ$ unter gängigen Prüfbedingungen höchstens geringfügig, bei $\alpha = 2^\circ$ jedoch bereits erheblich verletzt wird. Außerdem eignet sich das Verfahren zur Identifikation der strukturmekanischen Einlauflänge deswegen nicht, weil das Einlaufverhalten bei diesem Versuch zunächst von anderen, von der Einlauflänge

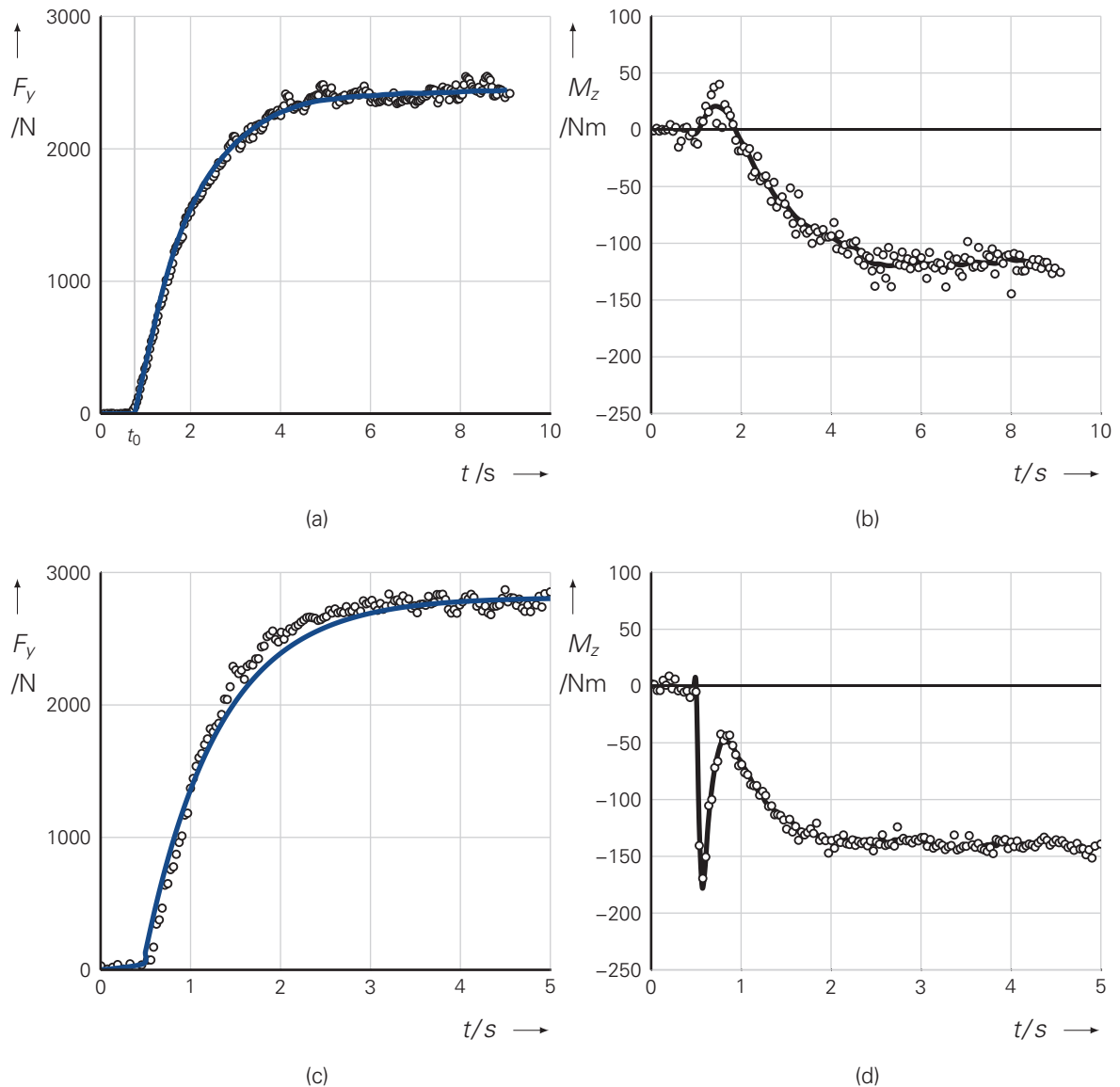


Abbildung 4.9.: Exemplarische Darstellung der gemessenen Lateralkraftantwort, sowie des bestmöglichen Optimierungsergebnisses eines dynamischen Einlaufverhaltens erster Ordnung für (a) das Losroll-Verfahren, sowie (c) das Schräglaufwinkelsprung-Verfahren. (b) und (d) zeigen die sich während der jeweiligen Manöver ergebenden Rückstellmomentverläufe. Ersichtlich ist die deutlich bessere Übereinstimmung zwischen Real- und Modellverhalten in (a), was maßgeblich in der unterschiedlichen Ausprägung des Rückstellmomentes in der Kontaktfläche begründet ist.



nicht berücksichtigten, Phänomenen dominiert wird (vgl. Unterabschnitt 4.2.2). Insbesondere das Bohrmoment beeinflusst das Einlaufverhalten stark, nimmt jedoch mit zunehmender Geschwindigkeit in der Amplitude und somit in der Wirkung auf den Reifen überproportional ab, [vPS12]. Aufgrund der mit der Geschwindigkeit veränderlichen Einlaufphänomene bietet sich dieses Verfahren mit kleinem Endwert zur Untersuchung des dynamischen Reifenübertragungsverhaltens nur dann an, wenn die mögliche Durchführungsgeschwindigkeit der Vermessung ausreichend hoch ist. Für die Anwendung bei 100 kmh^{-1} ist diese Voraussetzung nicht gegeben. Aufgrund der niedrigen Durchführungsgeschwindigkeit und des mit der Vertikalkraft überproportional zunehmenden Bohrmomentes, ist insbesondere bei hohen Vertikalkräften mit großen Abweichungen in der identifizierten Einlauflänge zu rechnen. Abbildung 4.9(c) zeigt den Vergleich des dynamischen Verhaltens erster Ordnung und der Messdaten für die Lateralkraftantwort, Abbildung 4.9(d) stellt insbesondere das bei dem Schräglaufwinkelsprung-Verfahren auftretende Bohrmoment dar. Demnach wird ein Losrollversuch nach Pacejka [Pac12] vorgeschlagen, bei dem am unbelasteten Rad mit Vertikalkraft $F_z = 0 \text{ N}$ ein stationärer Spurwinkel an der Felge eingestellt wird. Anschließend wird der Reifen abgesetzt, mit der zu untersuchenden Vertikalkraft beaufschlagt und die Fahrbahn mit konstanter, geringer Geschwindigkeit bewegt. Der Reifen läuft nun, im Gegensatz zum Schräglaufwinkelsprung-Verfahren, ohne Bohrmoment ein. Von den in Unterabschnitt 4.2.2 beschriebenen Mechanismen treten das kinematische und das strukturmechanische Einlaufen, sowie die Durchbiegung des Reifenaufbaus auf. Diese Mechanismen treten bei jeder Geschwindigkeit gleichermaßen und im gleichen Verhältnis auf. Im vorangegangenen Unterabschnitt 4.2.2 wurde die laterale Einlauflänge $\sigma_{\alpha,s} = \frac{c_\alpha}{c_y}$ hergeleitet. Entscheidend ist nun, dass zur korrekten Beschreibung der Einlauflänge in der späteren Anwendung, die Geschwindigkeitsabhängigkeit der Schräglaufsteifigkeit (vgl. Unterabschnitt 4.5.1) berücksichtigt wird. Wenngleich die Schräglaufsteifigkeit c_α aufgrund der Anregungsfrequenz des visko-elastischen Oberflächenmaterials stark von der Abrollgeschwindigkeit abhängt, so ist bei der Lateralsteifigkeit c_y von einer deutlich geringeren bis vernachlässigbaren Geschwindigkeitsabhängigkeit auszugehen. Dies hängt damit zusammen, dass die Lateralsteifigkeit maßgeblich über die Konstruktion des Reifenaufbaus, insbesondere der Karkasse und des Stahlgürtels, bestimmt wird und dieser nur zur Abdichtung mit Elastomermaterial versehen ist. Ein visko-elastisches Verhalten ist demzufolge im Vergleich zum Kontaktmaterial nur in einem vernachlässigbar kleinen Umfang zu erwarten. Für die Einlauflänge gilt somit Gleichung 4.66.

$$\sigma_\alpha(v_x) = \frac{c_\alpha(v_x)}{c_y} \quad (4.66)$$

Auf Basis dieses Zusammenhangs wird durch Ermittlung der Einlauflänge und der Schräglaufsteifigkeit beim Losrollversuch eine effektive, von der Vertikalkraft abhängige Lateralsteifigkeit bestimmt. Diese wird anschließend zur Berechnung der Einlauflänge bei einer anderen Geschwindigkeit (bspw. 100 kmh^{-1}) gemäß Gleichung 4.68 verwendet.

$$c_y = \frac{c_\alpha(v_{x,1})}{\sigma_\alpha(v_{x,1})} \quad (4.67)$$

$$\sigma_\alpha(v_{x,2}) = \frac{c_\alpha(v_{x,2})}{c_y} = \frac{c_\alpha(v_{x,2})}{c_\alpha(v_{x,1})} \sigma_\alpha(v_{x,1}) \quad (4.68)$$

In Tabelle 4.1 werden die zwei in diesem Abschnitt diskutierten Messverfahren ihren jeweils gültigen Geschwindigkeitsbereichen zugeordnet. Zur korrekten Abbildung des Bohrmomentes im Geschwindigkeitsbereich $v_x \leq 20 \text{ kmh}^{-1}$ muss der Modellansatz zweiter Ordnung nach Einsle [Ein11] erweitert werden.

**Tabelle 4.1.:** Anwendung Messverfahren zur Identifikation von transienten lateralen Reifencharakteristika

Geschwindigkeitsbereich	Bevorzugtes Verfahren	Erforderliche Modelltiefe
$v_x \leq 20 \text{ kmh}^{-1}$	Schräglaufwinkelsprung	2. Ordnung mit Erweiterung zur Abbildung des Bohrmoments
$20 \text{ kmh}^{-1} < v_x < 150 \text{ kmh}^{-1}$	Losrollversuch	1. Ordnung mit Geschwindigkeitsabhängigkeit

Tabelle 4.2.: Übersicht und Bewertung verschiedener gängiger Reifenprüfstandkonzepte hinsichtlich Eignung zur Identifikation von Strukturgrößen

	Flachbahn	Außentrommel	Innentrommel	Anhänger
Temperatur	++	++	++	+
Vertikalkraft	++	++	++	+/-
Reifeninnendruck	++	++	++	+
Umfangschlupf (stationär)	++	++	++	-
Umfangschlupf (dynamisch)	+	+	+	-
Schräglaufwinkel (stationär)	++	++	++	-
Schräglaufwinkel (dynamisch)	++	++	++	-
Makroskop. Kontaktfläche	++	-	-	++
Mikroskop. Kontaktfläche	+/-	+/-	+	++

4.3.4. AUSWAHL EINES GEEIGNETEN PRÜFSTANDES FÜR STRUKTURGRÖSSEN

Sowohl im öffentlich zugänglichen Raum als bei privaten Unternehmen existiert eine Vielzahl konstruktiv unterschiedlicher Reifenprüfstände. Ein Großteil dieser Prüfstände sind besonders für einen spezifischen Einsatzzweck geeignet, werden jedoch oftmals ebenfalls für die Identifikation von Reifeneigenschaften in anderen Bereichen eingesetzt. In diesem Abschnitt wird die Eignung der in Unterabschnitt 2.4.1 beschriebenen unterschiedlichen Bauarten von Reifenprüfständen für die Identifikation von Strukturgrößen analysiert. In Tabelle 4.2 ist eine qualitative Bewertung dargestellt. Die Prüfstände werden nach den Möglichkeiten zur exakten Kontrolle von Reifentemperatur, Vertikalkraft, Reifeninnendruck, Umfangschlupf und Schräglaufwinkel, sowie nach den Eigenschaften der sich auf dem jeweiligen Prüfstand ausprägenden Kontaktfläche bewertet. Aus der Analyse der Reifenprüfstandkonzepte geht hervor, dass zur Identifikation von Strukturgrößen der Flachbahnprüfstand optimal geeignet ist. Geringfügige Defizite besitzt der Prüfstand nur in der Abbildung der mikroskopischen Kontaktfläche aufgrund des artifiziellen Oberflächenmaterials. Nur der Anhänger- und potenziell der Innentrommelprüfstand besitzen diesen Nachteil nicht. Diese Prüfstände eignen sich jedoch insbesondere aufgrund der nicht vollständig im Prüfstand abgestützten Kräfte, respektive der Oberflächenkrümmung und demzufolge Beeinflussung der makroskopischen Kontaktfläche nicht zur hochgenauen und quantitativen Identifikation von Strukturgrößen. Für den Außentrommelprüfstand gilt grundsätzlich das Gleiche, wenngleich die Anfertigung von Oberflächen mit mikroskopisch realer Rauheit für diesen Prüfstandform deutlich anspruchsvoller und somit praktisch seltener ist.

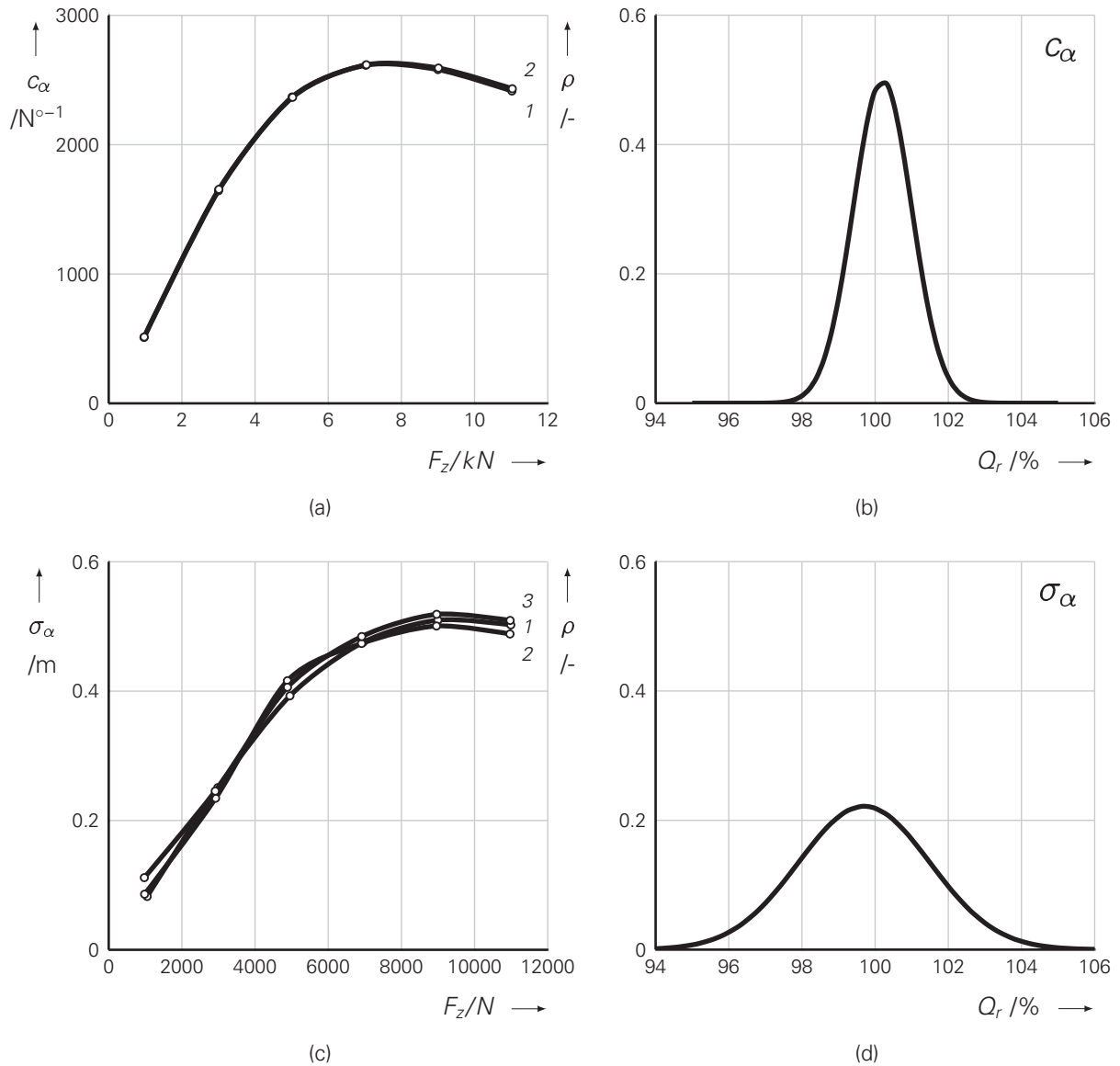


Abbildung 4.10.: Darstellung der (a) Schräglaufsteifigkeit und (c) Einlaufänge über der Vertikalkraft für mehrere Wiederholungen mit körperlich unterschiedlichen Reifen der gleichen Spezifikation, auf Basis in Abschnitt 4.3 beschriebenen Prüfmethode. (b) und (d) zeigen die normalverteilte Wahrscheinlichkeit der Reproduktionsgenauigkeit der so identifizierten Schräglaufsteifigkeit, respektive Einlaufänge für alle untersuchten Reifen.



4.4. PRÄZISION DER PRÜFMETHODE FÜR STRUKTURGRÖSSEN

Zur Untersuchung der Präzision der in Abschnitt 4.3 beschriebenen Methoden zur Identifikation von Strukturgrößen werden Wiederholversuche durchgeführt. Hierzu werden körperlich unterschiedliche Reifen der gleichen Spezifikation mehrmals nach den beschriebenen Methoden vermessen. Demzufolge sind in der Präzision nicht ausschließlich die Reproduzierbarkeit der Prüfmethode an sich, sondern ebenfalls die Eigenschaftstreuung einzelner Reifenindividuen enthalten. Die Kennzahl der Präzision Q_r wird als Quotient der Einzelabweichungen $X_i - X_{ref}$ bezogen auf den Referenzwert X_{ref} gemäß Gleichung 4.69 berechnet und in Prozent dargestellt.

$$Q_r = \left(1 - \frac{X_i - X_{ref}}{X_{ref}} \right) \cdot 100\% \quad (4.69)$$

In Abbildung 4.10(a) sind zwei Wiederholungen der Vermessung der Schräglaufsteifigkeit eines Reifens dargestellt, Abbildung 4.10(b) eine Übersicht aller untersuchten Reifen. Erkennbar ist die sehr hohe Präzision mit Standardabweichung $\hat{\sigma} = 0.81\%$. Die Präzision der in Abbildung 4.10(c) für drei Wiederholungen dargestellte Einlauflänge ist deutlich geringer. Die Standardabweichung der in Abbildung 4.10(d) dargestellten normalverteilte Wahrscheinlichkeit der Einlauflänge beträgt $\hat{\sigma} = 1.83\%$. Bei der zur Vermessung der Einlauflänge notwendigen niedrigen Abrollgeschwindigkeit werden radiale Asymmetrien des Reifens nur geringfügig ausgeglichen, weshalb eine höhere Präzision nur schwer erreichbar ist.

4.5. EXPERIMENTELLE ANALYSE VON SENSITIVITÄTEN UND RANDBEDINGUNGEN

Aufgrund der Tatsache, dass Strukturgrößen maßgeblich von konstruktiven und strukturmechanischen Eigenschaften des Reifenaufbaus bestimmt werden, bedingen deren Abhängigkeiten und Sensitivitäten folglich die des Gesamtreifens. Zur Analyse des Einflusses von intrinsischen und extrinsischen Randbedingungen auf Strukturgrößen werden die im vorangehenden Abschnitt 4.3 beschriebenen Prüfmethoden auf verschiedene Reifen angewendet. Untersucht werden im Folgenden der Einfluss der Abrollgeschwindigkeit, der Reifentemperatur, des Innendrucks, der Felgenmaulweite und schließlich des Sturzwinkels auf die Schräglaufsteifigkeit. Die Schräglaufsteifigkeit gilt dabei stellvertretend für die Umfangschlupfsteifigkeit und Einlauflänge als maßgebliche Strukturgröße, nachdem in ihr alle kinematischen und strukturmechanischen Mechanismen eine Rolle spielen und die strukturmechanische Einlauflänge direkt von ihr abhängt (vgl. Unterabschnitt 4.1.2 und Unterabschnitt 4.2.2). Die versuchstechnisch festgestellten Phänomene werden dabei in den folgenden Abschnitten jeweils auf die mechanischen Herleitung in Abschnitt 4.1 und Abschnitt 4.2 bezogen und Abhängigkeiten anhand der abgeleiteten Gleichungen erklärt.

4.5.1. EINFLUSS DER ABROLLGESCHWINDIGKEIT AUF STRUKTURGRÖSSEN

Zur Untersuchung der Geschwindigkeitsabhängigkeit der Schräglaufsteifigkeit wird das Vertikalkraftsprungverfahren auf einen repräsentativen Reifen der Dimension 255/35R19 96Y XL bei einem Fülldruck von 2.4bar angewendet. In Abbildung 4.11 sind ausgewählte Ergebnisse dieser Untersuchung dargestellt. Das geschwindigkeitsabhängige Verhalten der Schräglaufsteifigkeit beläuft sich beim untersuchten Reifen auf bis zu 1% pro 10km/h. Zu vergleichbaren Erkenntnissen hinsichtlich der Geschwindigkeitsabhängigkeit der Schräglaufsteifigkeit waren in der Vergangenheit bereits Pottinger u. a. [PMA76] und Einsle [Ein11]

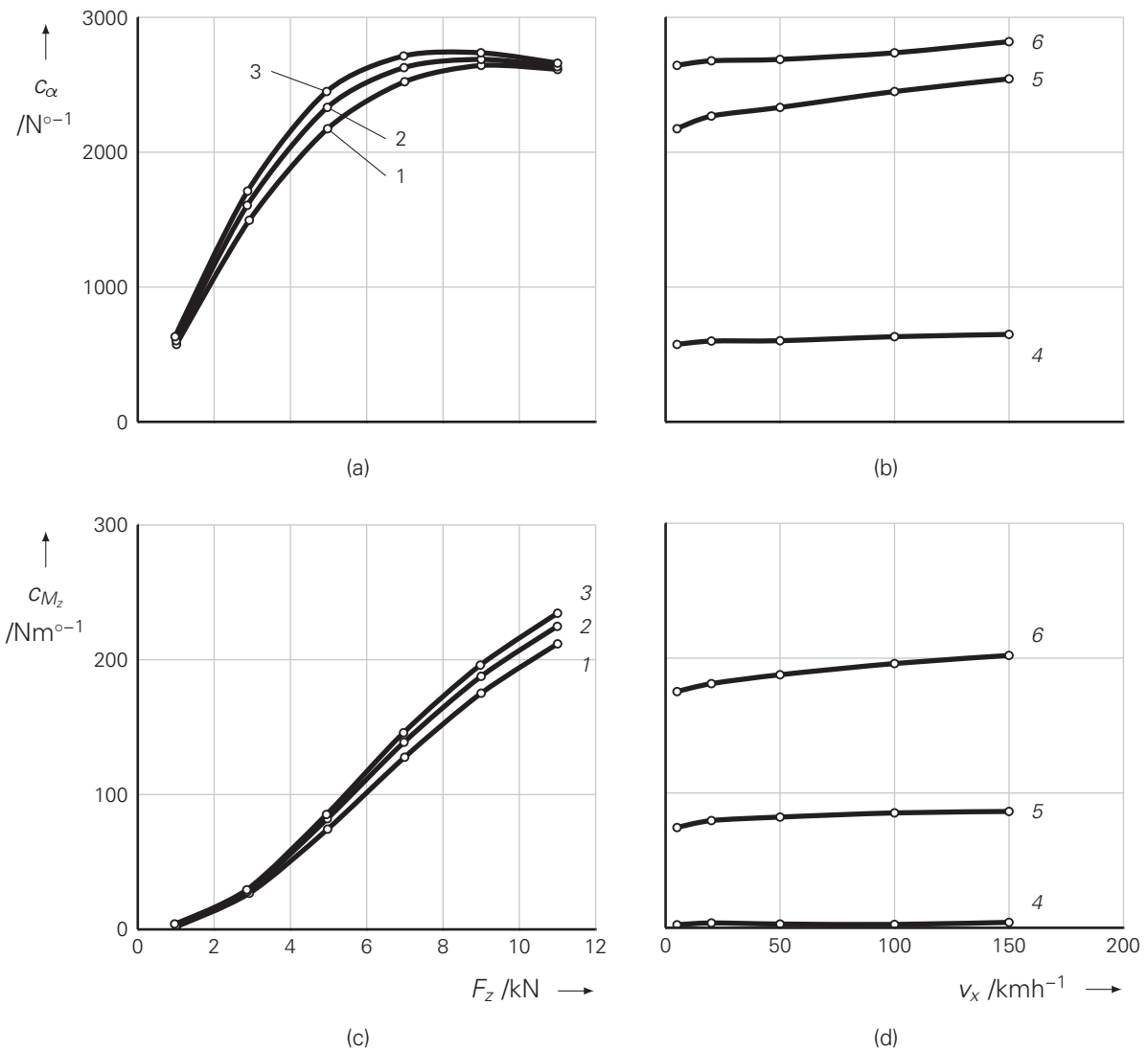


Abbildung 4.11.: Darstellung (a) der Schräglauftiefe und (c) der Rückstellsteifigkeit über der Vertikalkraft, sowie (b) der Schräglauftiefe und (d) der Rückstellsteifigkeit über der Abrollgeschwindigkeit.

1 – $v_x = 5 \text{ km/h}$, 2 – $v_x = 50 \text{ km/h}$, 3 – $v_x = 100 \text{ km/h}$, 4 – $F_z = 1 \text{ kN}$,
5 – $F_z = 5 \text{ kN}$, 6 – $F_z = 9 \text{ kN}$

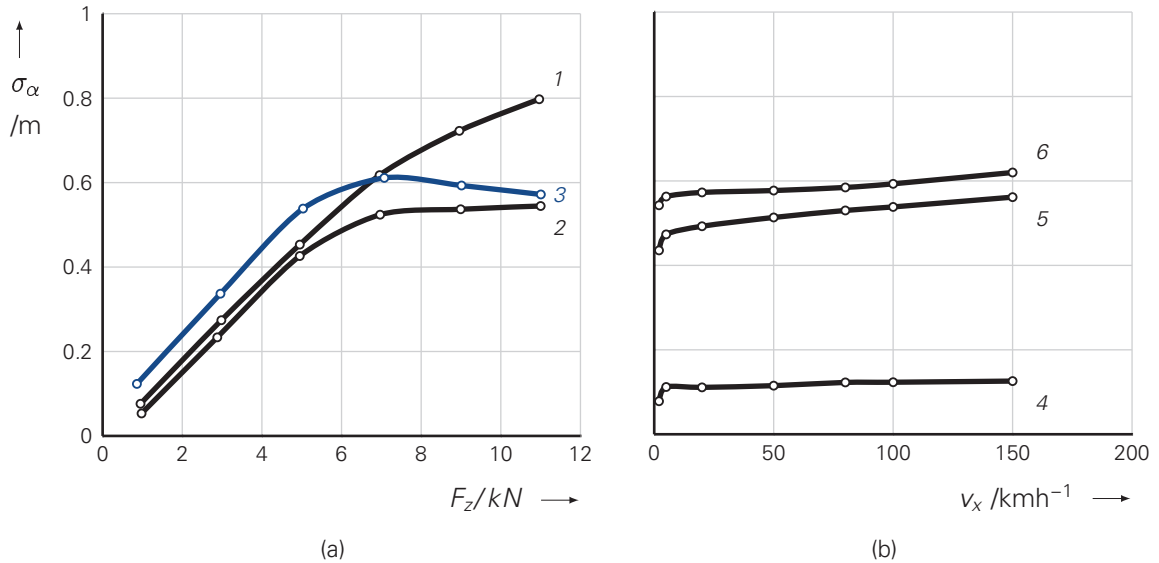


Abbildung 4.12.: Darstellung der strukturellen Einlauflänge (a) über der Vertikalkraft für 1– das Schräglaufwinkelsprungverfahren nach Einsle, 2– das Losrollverfahren bei $v_x=2$ kmh⁻¹ und 3– die gemäß Gleichung 4.68 auf $v_x=100$ kmh⁻¹ transformierte Einlauflänge aus dem Losrollverfahren und der Schräglaufsteifigkeit aus Abbildung 4.11, sowie (b) über der Abrollgeschwindigkeit für unterschiedliche Vertikalkräfte. 4– $F_z=1$ kN, 5– $F_z=5$ kN, 6– $F_z=9$ kN

gekommen. Im Rahmen dieser Arbeit können sowohl die von Pottinger, Marshall und Arnold ermittelten 8-9% pro Verzehnfachung der Geschwindigkeit, als die von Einsle aufgestellte These, die Schräglaufsteifigkeit stiege mit ca. 1-3% pro 10km/h an, bestätigt werden. Speziell trifft diese Erkenntnis auf den mittleren Vertikalkraftbereich zu, welcher in der Regel im Gesamtfahrzeugverbund maßgeblich ist. Die von Pottinger, Marshall und Arnold ermittelte Zunahme der Schräglaufsteifigkeit bei hohen Vertikalkräften konnte, wie in Abbildung 4.11 dargestellt, im Rahmen dieser Arbeit nicht reproduziert werden. Eine potenzielle Ursache für die quantitativen Unterschiede stellen die unterschiedlichen Dimensionen und Konstruktionen der in den jeweiligen Untersuchungen verwendeten Reifen dar. Keine der beiden vorgenannten Untersuchungen geht jedoch näher auf die Hintergründe des beobachteten Verhaltens ein. Verständlich ist das ermittelte Verhalten vor dem Hintergrund der Herleitungen in Unterabschnitt 4.1.2 und speziell der Frequenzabhängigkeit des komplexen Schubmoduls G^* . Dieser steht gemäß Gleichung 4.36 im direkten Zusammenhang mit der Schräglaufsteifigkeit. Zur Analyse des Phänomens wird die laterale Deformation $y_D(t)$, mit der das Reifenoberflächenmaterial im Versuch angeregt wird, sinusförmig approximiert. Die Frequenz des Sinusoids f_{y_D} wird unter der Annahme berechnet, dass pro Durchlauf der Profilelemente durch die Reifenkontaktfläche eine Viertelperiode durchlaufen wird. Die Amplitude des Sinusoids y_{D0} entspricht folgerichtig der sich der gemäß Gleichung 4.26 einstellenden Lateraldeformation.



$$y_D(t) \approx y_{D0} \sin(nt) \quad (4.70)$$

$$\text{mit } y_{D0} = l_K \tan(\alpha_0) \quad (4.71)$$

$$\text{und } n = \frac{\pi r_d \Omega}{2l_K} \quad (4.72)$$

Nach Gleichung 4.72 entspricht die Deformationsfrequenz f_{yD} in Abhängigkeit der Raddrehgeschwindigkeit Gleichung 4.73.

$$f_{yD} = \frac{n}{2\pi} \approx \frac{r_d \Omega}{4l_K} \quad (4.73)$$

Eine frei rollende Vorwärtsgeschwindigkeit von 5 kmh^{-1} entspricht demzufolge einer Deformationsfrequenz von circa 3 Hz, wohingegen bei 150 kmh^{-1} das Reifenoberflächenmaterial mit circa 87 Hz deformiert wird. Diese Erhöhung der Excitationsfrequenz mit annähernd einem Faktor 30 führt nach der reziproken Proportionalität von Temperatur und Frequenz hinsichtlich der Elastomerantwort zu einer Erhöhung sowohl des Speicher- als des Verlustmoduls. Aus diesem Grund erhöht sich der komplexe Schubmodul und somit die erzeugte Lateralkraft nach Gleichung 4.32. Insbesondere bei hohen Vertikalkräften ist es allerdings so, dass durch die große Kontaktlänge und den geschwindigkeitsbedingten Anstieg des komplexen Schubmoduls, die in Abbildung 4.11(c) und Abbildung 4.11(d) dargestellte Rückstellmomentsteifigkeit ebenfalls steigt. Hiermit verbunden ist eine Vergrößerung des effektiven Schräglaufwinkelverlustes nach Gleichung 4.20. Bei hohen Vertikalkräften führt eine Erhöhung der Geschwindigkeit durch die Gegenläufigkeit von angestiegenem komplexen Schubmodul und erhöhter rotatorischen Nachgiebigkeit des Reifenaufbaus zu einem geringeren Anstieg der Schräglaufsteifigkeit im Vergleich zum mittleren Vertikalkraftbereich (vgl. im späteren Verlauf auch Abbildung 6.5). Im Gegensatz zur Schräglaufsteifigkeit steigt die Rückstellsteifigkeit sowohl annähernd proportional mit der Vertikalkraft als mit der Geschwindigkeit an. Letzteres stimmt mit dem Einfluss eines Anstieges von G^* in Gleichung 4.37 überein. Es ist zu erwarten, dass dieses Verhalten bei allen Reifen auftritt, dessen quantitative Ausprägung jedoch von der Aufbaubiegesteifigkeit c_B abhängig ist.

4.5.2. EINFLUSS DER REIFENTEMPERATUR AUF STRUKTURGRÖSSEN

Zur quantitativen Untersuchung dieses Einflusses auf die Schräglaufsteifigkeit wird das Vertikalkraftsprungverfahren angewendet. Die Ermittlung der für die Kraftübertragung im Haftzustand maßgebliche Kerntemperatur erfolgt mithilfe einer berührungslosen Sensierung der Oberflächentemperatur des Reifens im Bereich der Auslaufzone der Kontaktfläche. Hierzu wird eine thermografische Kamera genutzt, welche eine örtliche Zuordnung der Reifentemperatur erlaubt. Auf diese Weise ist es möglich, die Rillentemperatur im Profilgrund zu ermitteln, welche für stationäre Manöver direkt mit der Kerntemperatur des Reifenmaterials übereinstimmt, [AvP14]. Für nähere Angaben zur Bestimmung von Reifenoberflächen- und Kerntemperatur sei an der Stelle auf [AvP14] verwiesen. Abbildung 4.13(a) zeigt den Verlauf der Schräglaufsteifigkeit über der Vertikalkraft bei Rillentemperatur $T_R = [2, 35, 50]^\circ$. Im Vergleich zu Abbildung 4.11 zeigt sich ein reziprok proportionales Verhalten. Im Gegensatz zur Abrollgeschwindigkeit bedingt eine Zunahme der Reifentemperatur eine Abnahme der Schräglaufsteifigkeit. Die Reifentemperatur hat, ebenso wie die im vorangegangenen Abschnitt beschriebene Abrollgeschwindigkeit, einen Einfluss auf das visko-elastische Verhalten des Reifenoberflächenmaterials. Die Materialtemperatur beeinflusst die Materialcharakteristik hierbei reziprok zur Anregungsfrequenz (vgl. hierzu Unterabschnitt 2.1.4), wonach eine Erhöhung der Materialtemperatur eine Abnahme der Materialsteifigkeit zufolge hat und somit

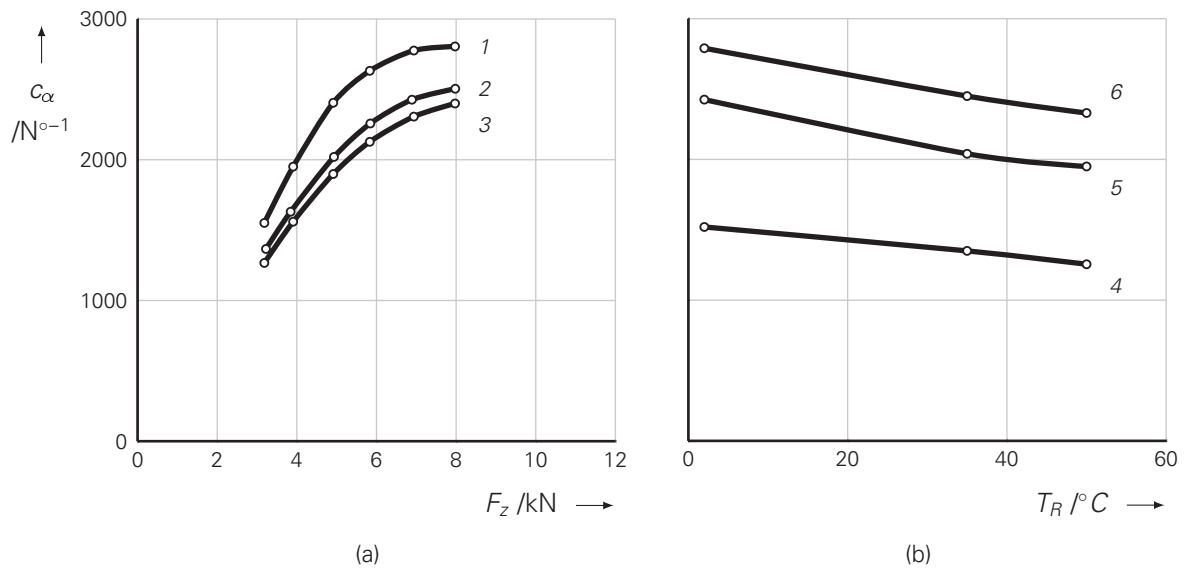


Abbildung 4.13.: Darstellung der Schräglaufsteifigkeit (a) über der Vertikalkraft bei unterschiedlichen Rillentemperaturen und (b) über der Rillentemperatur bei unterschiedlichen Vertikalkräften.

1 – $T_R = 2^\circ\text{C}$, 2 – $T_R = 35^\circ\text{C}$, 3 – $T_R = 50^\circ\text{C}$, 4 – $F_z = 3 \text{ kN}$, 5 – $F_z = 5 \text{ kN}$, 6 – $F_z = 7 \text{ kN}$, nach [AvP14]

ebenfalls zu einer Abnahme des für die Schräglaufsteifigkeit entscheidenden Schubmoduls G^* führt, sofern sich der Betriebszustand des Materials oberhalb der Glasübergangsphase befindet. Diese Abnahme des Schubmoduls führt gemäß Gleichung 4.36 zu einer Abnahme der Schräglaufsteifigkeit (vgl. im späteren Verlauf auch Abbildung 6.5). Es kann davon ausgegangen werden, dass die Lateralsteifigkeit des Reifens von der Reifentemperatur nur geringfügig beeinflusst wird und sich die laterale strukturelle Einlauflänge somit gemäß Gleichung 4.59 proportional zur Schräglaufsteifigkeit verhält. Sofern der Reifen mit geschlossenem Ventil betrieben wird, verändert sich bei einer Temperaturänderung des Reifenmaterials ebenfalls der Reifeninnendruck. Die Zustandsänderung kann mithilfe der Zustandsgleichung eines idealen Gases approximiert werden, unter der Prämisse einer isochoren Zustandsänderung aus Gleichung 4.62. Der singuläre Einfluss des Innendrucks ist im folgenden Unterabschnitt 4.5.3 beschrieben.

4.5.3. EINFLUSS DES REIFENINNENDRUCKS AUF STRUKTURGRÖSSEN

Zur Untersuchung des Einflusses des Reifeninnendrucks auf Strukturgrößen wird das Vertikalkraftsprungverfahren bei 80 kmh^{-1} auf einen repräsentativen Reifen bei unterschiedlichem Innendruck p_{in} angewendet. Das beobachtete Verhalten der Schräglaufsteifigkeit ist in Abbildung 4.14(a) über der Vertikalkraft, sowie in Abbildung 4.14(b) bei ausgewählten Vertikalkräften über dem Reifeninnendruck dargestellt. Wie in Abbildung 4.14 ersichtlich, nimmt bei Zunahme des Innendrucks die Schräglaufsteifigkeit zunächst bei niedrigen Vertikalkräften geringfügig ab. Bei hohen Vertikalkräften jedoch ist das beobachtete Verhalten genau umgekehrt, hier nimmt die Schräglaufsteifigkeit mit Zunahme des Innendrucks ebenfalls zu. Ein scheinbarer Schnittpunkt befindet sich beim untersuchten Reifen zwischen den Messpunkten bei 5 kN und 7 kN. Im Gegensatz zu den beiden vorher betrachteten Abhängigkeiten wirkt sich der Innendruck nicht auf das visko-elastische Materialverhalten aus. Das beobachtete Verhalten kann vor dem Hintergrund der Veränderung der makroskopischen

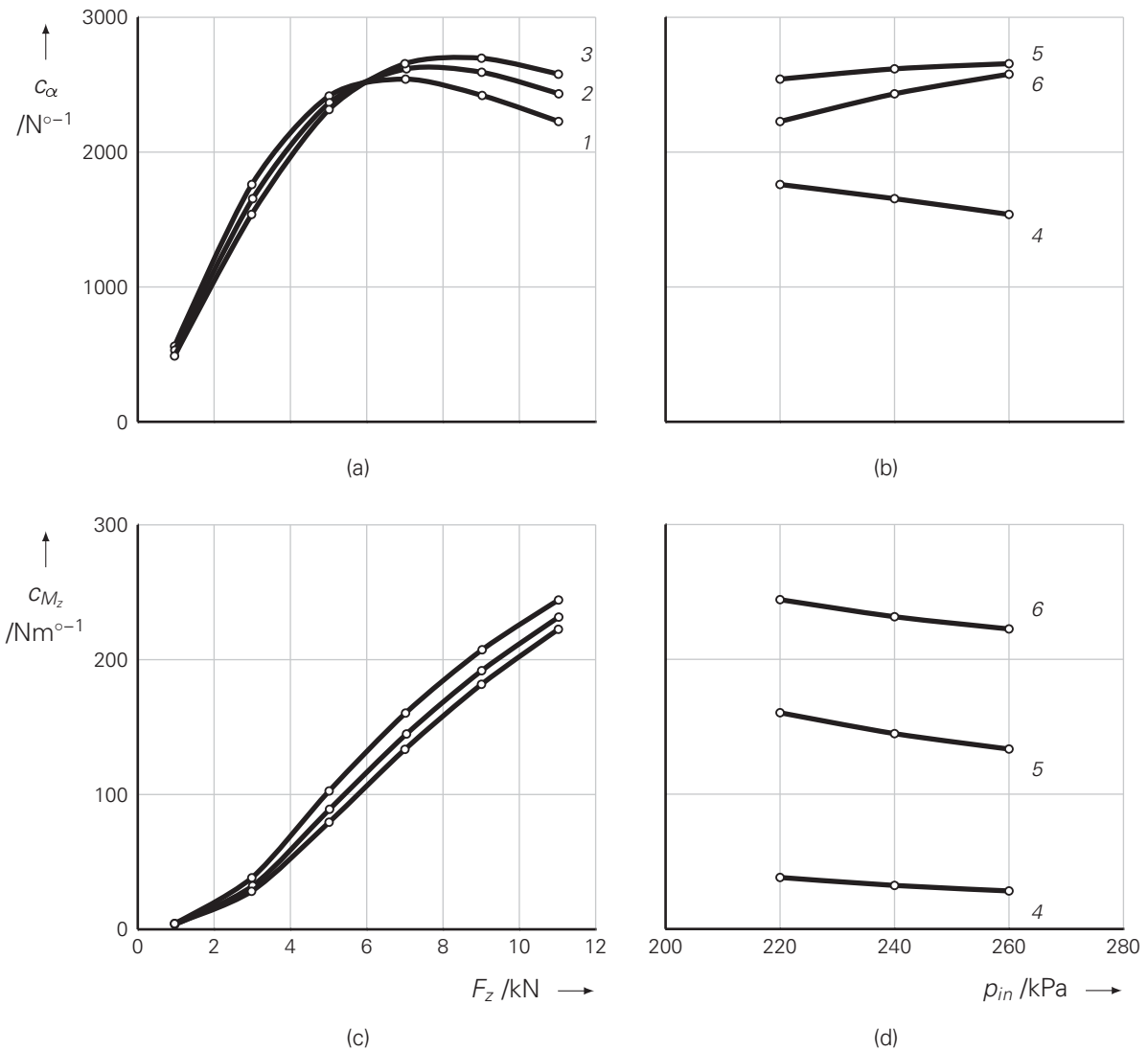


Abbildung 4.14.: Darstellung (a) der Schräglaufsteifigkeit und (c) der Rückstellsteifigkeit über der Vertikalkraft, sowie (b) der Schräglaufsteifigkeit und (d) der Rückstellsteifigkeit über dem Reifeninnendruck für unterschiedliche Vertikalkräfte.

1 – $p_{in}=220$ kPa, 2 – $p_{in}=240$ kPa, 3 – $p_{in}=260$ kPa, 4 – $F_z=3$ kN,
 5 – $F_z=7$ kN, 6 – $F_z=11$ kN



Kontaktkinematik erklärt werden. Der Reifeninnendruck bedingt zu einem großen Maße die Kontaktfläche und den entsprechenden Kontaktdruck. Demzufolge werden speziell die kontaktkinematischen Mechanismen vom Reifeninnendruck beeinflusst. Durch Veränderung des Innendruckes ändern sich die makroskopische Kontaktlänge und -breite, wobei die Gesamtfläche weiterhin annähernd dem Quotient aus Vertikalkraft und Innendruck entspricht. Durch Erhöhung des Reifeninnendruckes nimmt die makroskopische Kontaktfläche ab (vgl. im späteren Verlauf auch Unterabschnitt 6.2.1). Dies führt insbesondere zu einer Verringerung der Kontaktlänge l_K , welche die Integrationsgrenze in Gleichung 4.28 darstellt. Dadurch nimmt ebenfalls die Schräglaufsteifigkeit in Gleichung 4.36 ab. Bei hohen Vertikalkräften führt speziell die Abnahme der Kontaktlänge dazu, dass gemäß Gleichung 4.30 ein geringeres Rückstellmoment entsteht und somit der strukturmechanische Verlustschräglaufwinkel α_L nach Gleichung 4.20 abnimmt. Die Abnahme der Rückstellsteifigkeit mit zunehmendem Reifeninnendruck ist in Abbildung 4.14(c) und Abbildung 4.14(d) dargestellt. Im Gegensatz zur Schräglaufsteifigkeit findet sich hier kein Umkehrpunkt, was dem Unterschied der beiden Gleichungen Gleichung 4.34 und Gleichung 4.35 hinsichtlich des Einflusses der Kontaktlänge l_K entspricht. Es kann, ebenso wie zuvor in der Analyse der Anhängigkeit der Abrollgeschwindigkeit, davon ausgegangen werden, dass die Lateralsteifigkeit des Reifens vom Innendruck nur geringfügig beeinflusst wird und sich die laterale strukturmechanische Einlauflänge somit gemäß Gleichung 4.59 proportional zur Schräglaufsteifigkeit verhält.

4.5.4. EINFLUSS DER FELGENMAULWEITE AUF STRUKTURGRÖSSEN

Die Felge formt zusammen mit dem Reifen und dem eingestellten Reifeninnendruck das Subsystem Rad. In der Literatur ist nur wenig über deren Einfluss auf Reifencharakteristika bekannt. Trzesniowski [Trz14] und Heißing u. a. [HEG13] deuten den Einfluss der Felgenmaulweite nur an, belegen ihn jedoch weder mit belastbaren experimentellen Daten, noch mit eingehenden Analysen. Die Beeinflussung insbesondere der Schräglaufsteifigkeit und lateralen Einlauflänge durch gezielte Veränderung der Felgenmaulweite wurde in van Putten u. a. [van14] auf einen hinsichtlich Rollwiderstand optimierten Reifens angewendet und experimentell untersucht. In Abel u. a. [Abe15] wird die Felgenmaulweite als Auslegungsgröße zur Beeinflussung der Lateraldynamik von Fahrzeugen untersucht. In Analogie zu diesen beiden Arbeiten wird hier der Einfluss der Felgenmaulweite für zwei Reifen unterschiedlicher Dimension analysiert und in Abbildung 4.15 dargestellt. Ersichtlich ist eine deutliche Zunahme der Schräglaufsteifigkeit bei allen Vertikalkräften, bei gleichzeitiger Abnahme der Einlauflänge. Bei einem der beiden Reifen ist bei großen Felgenmaulweiten keine weitere Veränderung oder sogar eine leichte Abnahme erkennbar. Im Gegensatz zu den in den vorangegangenen Abschnitten diskutierten Abhängigkeiten, wirkt sich die Felgenmaulweite maßgeblich auf die strukturmechanischen Eigenschaften des Reifenaufbaus aus. Die Einbettung und somit Orientierung der Seitenwände und des Wulstverstärkers werden verändert, welches gemäß den Ausführungen in Unterabschnitt 2.1.1, insbesondere die torsionale Steifigkeit c_θ und die laterale Steifigkeit c_y beeinflusst (vgl. im späteren Verlauf ebenfalls Abbildung 6.4). Eine Erhöhung der Felgenmaulweite führt bei den untersuchten Reifen zu einer Erhöhung beider vorgenannten Größen und damit zu dem typischerweise damit verbundenen Verhalten in Abbildung 4.15.

4.5.5. EINFLUSS DES STURZWINKELS AUF STRUKTURGRÖSSEN

Der Einfluss des Sturzwinkels auf die Schräglaufsteifigkeit wird ebenfalls mithilfe des Vertikalkraftsprungverfahrens analysiert, bei dem mehreren Sturzwinkeln $\gamma \neq 0$ aufgebracht werden. In Abbildung 4.16(a) ist die Schräglaufsteifigkeit über der Vertikalkraft für drei ausgewählte Sturzwinkel und in Abbildung 4.16(b) über dem Sturzwinkel für drei ausgewählte Vertikalkräfte dargestellt. Erkennbar ist der insgesamt sehr geringe Einfluss des Sturzwinkels auf die

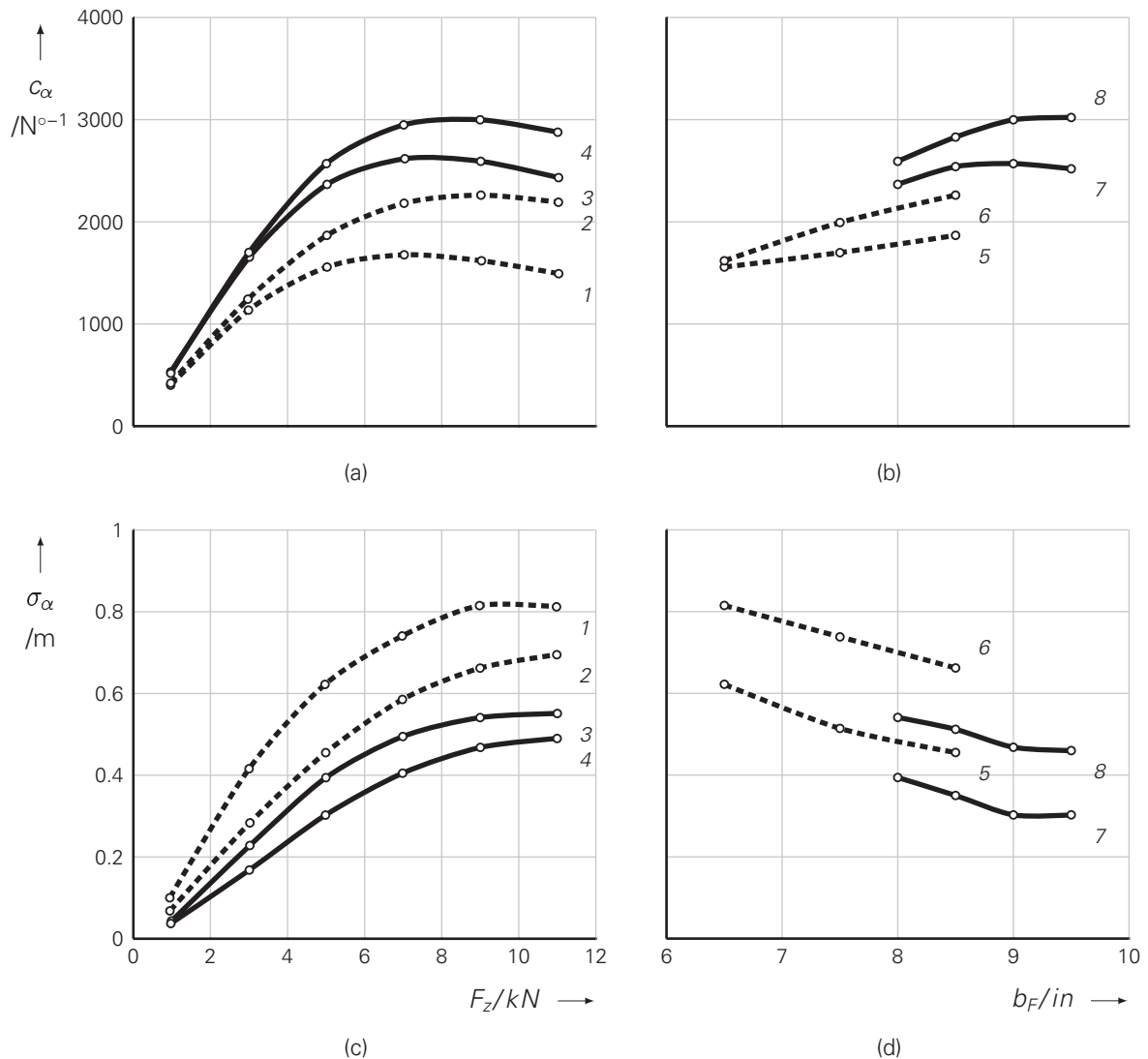


Abbildung 4.15.: Darstellung der (a) Schräglaufsteifigkeit und (c) laterale Einlaufänge über der Vertikalkraft für zwei Reifen mit jeweils zwei unterschiedlichen Felgenmaulweiten, sowie (b) Schräglaufsteifigkeit und (d) laterale Einlaufänge über der Felgenmaulweite.

1 – R3 mit $b_F = 6.5 \text{ in}$,

2 – R3 mit $b_F = 8.5 \text{ in}$,

3 – R5 mit $b_F = 8 \text{ in}$,

4 – R5 mit $b_F = 9 \text{ in}$,

5 – R3 bei $F_z = 5 \text{ kN}$,

6 – R3 bei $F_z = 9 \text{ kN}$,

7 – R5 bei $F_z = 5 \text{ kN}$,

8 – R5 bei $F_z = 9 \text{ kN}$

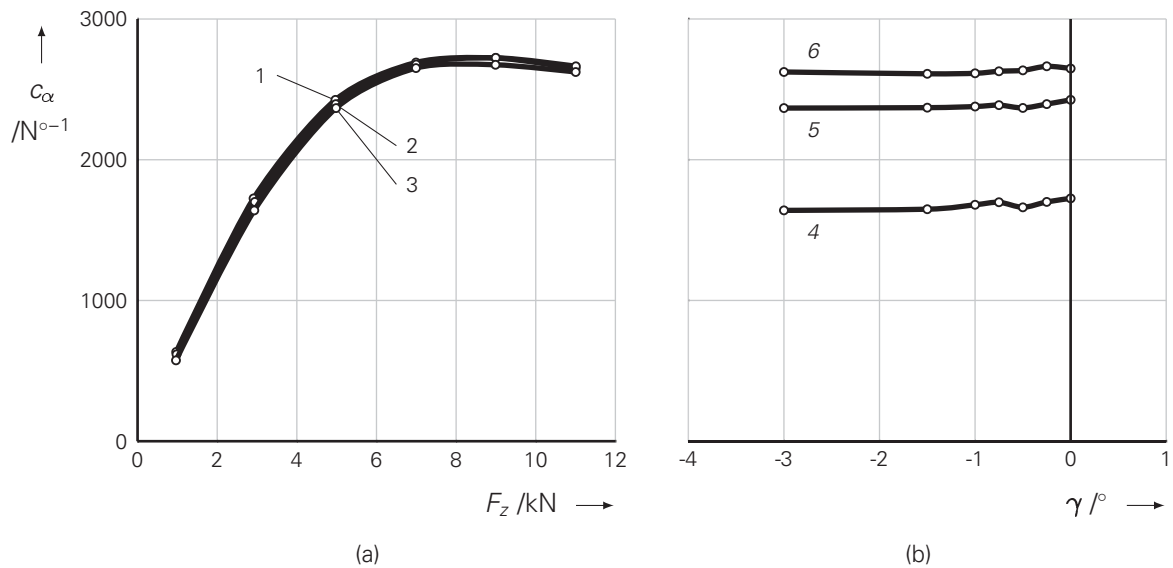


Abbildung 4.16.: Darstellung (a) der Schräglauftiefe über der Vertikalkraft, sowie (b) der Schräglauftiefe über dem Sturzwinkel für unterschiedliche Vertikalkräfte.

1 – $\gamma=0^\circ$, 2 – $\gamma=0.5^\circ$, 3 – $\gamma=3^\circ$, 4 – $F_z=3 \text{ kN}$, 5 – $F_z=7 \text{ kN}$, 6 – $F_z=11 \text{ kN}$

Schräglauftiefe. Weder im Absolutniveau noch in der Kurvenform ist eine maßgebliche Änderung erkennbar, wenngleich das höchste Niveau bei Sturzwinkel $\gamma = 0$ erreicht wird. Zur Analyse dieses Einflusses muss die makroskopische Kontaktfläche betrachtet werden, deren Form sich unter dem Sturzwinkel von abgerundet rechteckig zu trapezoidförmig ändert. Die Gesamtfläche bleibt jedoch aufgrund des konstanten Reifeninnendrucks annähernd gleich. Die Ursache der geringfügigen Abnahme der Schräglauftiefe kann vor dem Hintergrund der Zunahme der maximalen Kontaktlänge erklärt werden, welche am gestürzten Reifen maßgeblich zunimmt. Gemäß Gleichung 4.27 nimmt die kinematische Schubspannung in Richtung des Endes der Kontaktfläche ebenfalls zu. Somit ist nicht ausgeschlossen, dass am gestürzten Rad bereits in geringen Bereichen der Kontaktfläche die Randbedingung des Haftzustandes verletzt wird. Die Veränderung der Schräglauftiefe fällt jedoch auch bei relativ großen Sturzwinkeln von 3° quantitativ klein aus. Dies ist ein weiterer Indiz dafür, dass der eingestellte Schräglaufwinkel von 1° sich unter den hier geltenden Randbedingungen zur weitestgehenden Einhaltung der Bedingung des Haftzustandes eignet.

4.6. DISKUSSION

In diesem Kapitel wurden auf konsistenter Weise die Zustandsgrößen und maßgebliche stationäre, sowie instationäre Kenngrößen des Reifenverhaltens hergeleitet. Die maßgeblichen Mechanismen und einige weiteren Aspekte der Beschreibung von Strukturgrößen werden in diesem Abschnitt diskutiert.

MASSGEBLICHE MECHANISMEN ZUR BESCHREIBUNG VON STRUKTURGRÖSSEN

Die Beschreibung der Kinematik in der Kontaktfläche zwischen Reifen und Fahrbahn, in lateraler Richtung insbesondere in Kombination mit dem in Unterabschnitt 4.1.2 beschriebenen Ansatz zur Approximation der Biegeform des Reifenaufbaus, erlauben eine sehr übersichtli-

Tabelle 4.3.: Zusammenfassung der Abhängigkeiten von Strukturgrößen

Größe	Beeinflusste Parameter	Modellgrößen	c_α	$\sigma_{\alpha,s}$
Geschwindigkeit $\uparrow$	visko-elastisches Materialverh.	$G^* \uparrow$	$\uparrow$	$\uparrow$
Temperatur $\uparrow$	visko-elastisches Materialverh.	$G^* \downarrow$	$\downarrow$	$\downarrow$
Innendruck $\uparrow$	makroskopische Kontaktfläche strukturmechanische Steifigkeit	$b_K \Rightarrow, l_K \downarrow, c_Y \uparrow$	$\searrow \nearrow$	$\downarrow$
Felgenmaulweite $\uparrow$	strukturmechanische Steifigkeit	$c_Y \uparrow, c_\theta \uparrow$	$\uparrow$	$\downarrow$
Sturzwinkel $\uparrow$	makroskopische Kontaktfläche	$b_K \Rightarrow, l_K \Rightarrow$	$\Rightarrow$	$\Rightarrow$

che Ableitung der maßgeblichen Mechanismen zur Beeinflussung von Strukturgrößen. Die maßgeblichen Erkenntnisse auf Basis der Herleitungen und experimentellen Untersuchung von Abhängigkeiten und Sensitivitäten sind in Tabelle 4.3 zusammengefasst. Insbesondere die Felgenmaulweite und der Reifeninnendruck sind Freiheitsgrade in der Entwicklung von Kraftfahrzeugen, welche zur gezielten Anpassung von Strukturgrößen zur Erreichung eines gewünschten Gesamtfahrzeugverhaltens verwendet werden können. Gleiches gilt für die Reifenbreite, welche kubisch in das Flächenträgheitsmoment des Reifenaufbaus eingeht und sich somit maßgeblich auf die Biegesteifigkeit des Reifenaufbaus c_B auswirkt. Eine korrekte experimentelle Untersuchung des singulären Einflusses der Reifenbreite auf Strukturgrößen war im Rahmen dieser Arbeit nicht möglich und bleibt allgemein wohl nur Reifenherstellern vorbehalten. Im allgemeinen Sinne stellt die Beschreibung insbesondere der Schräglaufsteifigkeit in Abhängigkeit von nur drei strukturmechanischen Parametern ein Potenzial in der Reifenentwicklung dar. Diese drei Parameter sind im Entwicklungsprozess von Reifen beeinflussbar und wirken sich stark auf den Verlauf der Schräglaufsteifigkeit über der Vertikalkraft (vgl. im späteren Verlauf Unterabschnitt 6.2.2) und somit gemäß Abschnitt 2.2 auf die Dynamik des Gesamtfahrzeuges aus.

EINSCHRÄNKUNGEN DES BESCHRIEBENEN ANSATZES

Die in diesem Kapitel beschriebenen Ansätze und Herleitungen basieren alle auf den Grundsatz der in Unterabschnitt 2.1.6 beschriebenen und anschließend als ideal steif angenommenen Fahrbahnoberfläche. Bei Fahrbahnoberflächen, bei denen diese Prämisse nicht eingehalten wird, gelten zwar grundsätzlich noch die hier beschriebenen Zusammenhänge, muss jedoch darüber hinaus die Dehnung der Fahrbahnoberfläche und damit einhergehende Reduktion von Schubspannung im Reifenoberflächenmaterial berücksichtigt werden. Außerdem gründen sich die in diesem Kapitel diskutierten Herleitungen und experimentellen Untersuchungen auf die Prämisse der Gewährleistung des Haftzustandes. Wie in Abschnitt 4.1 erläutert wurde, gilt diese Prämisse auf allen realen Fahrbahnen. Der Gültigkeitsbereich hinsichtlich der Zustandsgrößen κ_t und α_0 wird mit abnehmendem Haftreibungskoeffizient jedoch immer weiter begrenzt, weshalb die theoretisch weiterhin korrekten Herleitungen praktisch keine Anwendung mehr finden. So wird die Randbedingung des Haftzustandes bei sehr geringen Haftreibungskoeffizienten (bspw. auf nassem Eis) bereits bei einem Schräglaufwinkel $\alpha_0=1^\circ$ erheblich verletzt. Demzufolge kann unter diesen Bedingungen experimentell eine Abnahme der Schräglaufsteifigkeit festgestellt werden, während dies definitionsgemäß nicht zutrifft, sondern lediglich von der Verletzung des Haftzustandes hervorgerufen wird.

DER BEGRIFF RELAXATIONS-LÄNGE

Als Alternative für den in dieser Arbeit verwendeten Begriff Einlauf-länge wird in der Literatur oft der Begriff Relaxations-länge verwendet. Teilweise wird der Begriff sogar als höherwertig betrachtet, was potenziell von der Ähnlichkeit zum Englischen *relaxation length* herrührt. Dem Wortlaut nach liegt ein Bezug zum mechanischen Relaxationsversuch nahe, welcher die zeitliche Abnahme eines Spannungszustandes unter Einwirkung einer konstanten Dehnung darstellt. Die Analogie trifft in Bezug auf den Einlaufvorgang des Reifens nur bedingt zu und es besteht insbesondere kein Bezug zum tatsächlich auftretenden Relaxationsverhalten des Reifenoberflächenmaterials (vgl. Unterabschnitt 2.1.4). Vielmehr findet die Ähnlichkeit im Falle des Reifens seinen Ursprung im sich der Kraftwirkung ausweichenden Reifenaufbau. Nachdem bei diesem, in Abschnitt 4.2 eingehend beschriebenen, Mechanismus allerdings von einer Abnahme des Spannungszustandes unter konstanter Dehnung keine Rede sein kann, eignet sich der Begriff Relaxation zur Beschreibung des Einlaufverhaltens von Reifen nicht.

4.7. ZUSAMMENFASSUNG

Auf Basis der in Abschnitt 4.1 erfolgten Herleitung der Zustandsgrößen Umfangschlupf κ_t und kinematischer Schräglaufwinkel α_0 werden in Unterabschnitt 4.1.1 und Unterabschnitt 4.1.2 Ausdrücke für die Umfangschlupfsteifigkeit c_{κ} , respektive Schräglaufsteifigkeit c_{α} hergeleitet. Bei der Schräglaufsteifigkeit wird unterschieden zwischen dem ideal steifen und dem deformierbaren Reifenaufbau, welcher darauf einen maßgeblichen Einfluss hat. Anschließend werden in Abschnitt 4.2 die verschiedenen Mechanismen der transienten Kraftübertragung dargelegt und die maßgeblichen Einflüsse näher analysiert. Den Erkenntnissen in Hinblick auf maßgebliche Mechanismen werden insbesondere in Form der entwickelten Konditionierungsverfahren von Reifen vor und während der späteren experimentellen Untersuchung Rechnung getragen. Des Weiteren werden bestehende Prüfverfahren sowohl inhaltlich weiterentwickelt, als hinsichtlich der Reifenbetriebsbedingungen näher spezifiziert. Außerdem wurden in Unterabschnitt 4.3.4 bestehende Prüfstandkonzepte in Hinblick auf die Eignung zur Identifikation von Strukturgrößen bewertet. Die Präzision der entwickelten und auf dem Flachbahnprüfstand durchgeführten Prüfmethode wurde in Abschnitt 4.4 untersucht. Besonders hervorzuheben ist die Präzision der Identifikation der Schräglaufsteifigkeit, welche ein sehr hohes Niveau mit Standardabweichung $\hat{\sigma} < 1\%$ erreicht. Anschließend werden in Abschnitt 4.5 die Abhängigkeiten von Strukturgrößen von intrinsischen und extrinsischen Einflussgrößen experimentell untersucht und auf Basis der erfolgten Herleitungen analysiert. Im anschließenden Kapitel 5 wird die hier erfolgte Herleitung unter der Prämisse des Haftzustandes um den partiellen Haft- und Gleitzustand erweitert und werden die Reibgrößen näher analysiert, beschrieben und experimentell identifiziert.





5. BESCHREIBUNG VON REIBGRÖSSEN



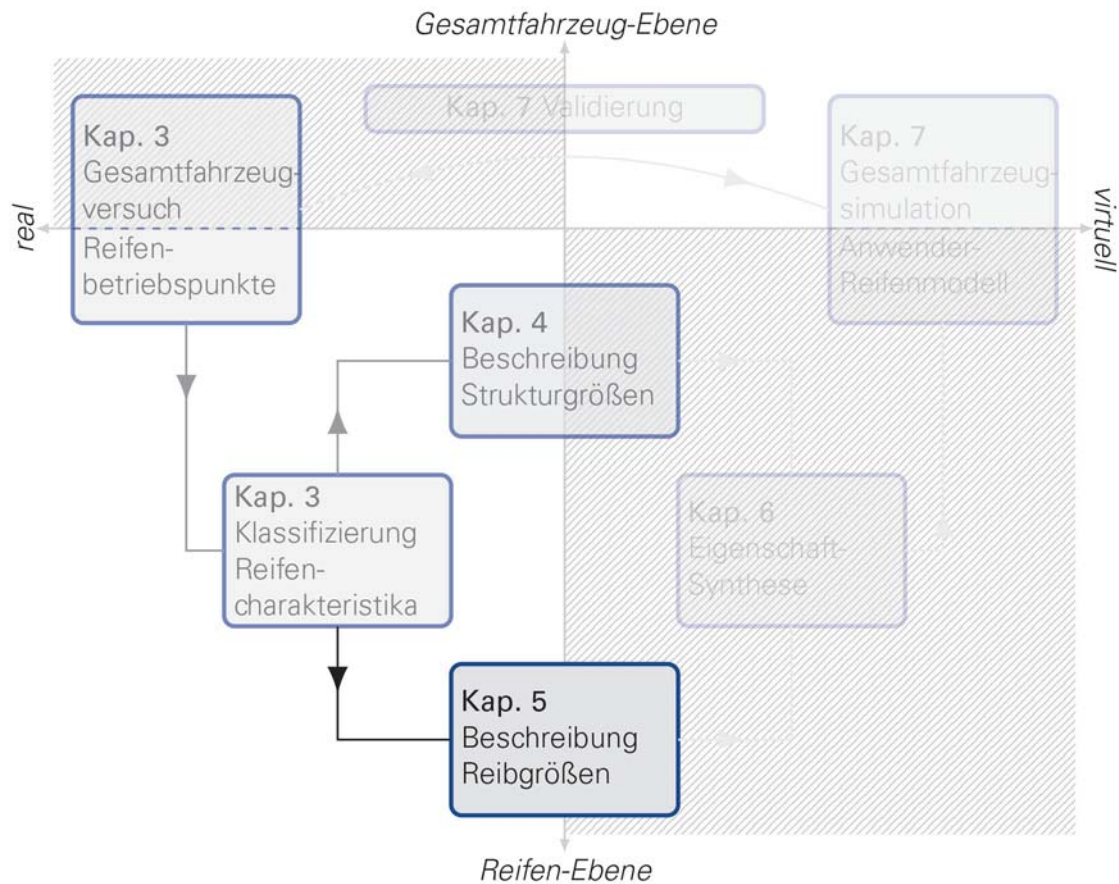


Abbildung 5.1.: Einordnung von Kapitel 5 in die Struktur der Arbeit

Im vorangegangenen Kapitel 4 wurde das stationäre und transiente Reifenübertragungsverhalten unter der Prämisse des Haftzustandes analysiert und mithilfe mechanisch-analytischer Herleitungen beschrieben. In diesem Kapitel wird der Ansatz um die Beschreibung von Reibgrößen ergänzt. Hierzu wird in Abschnitt 5.1 zunächst ein isotropes Reibungsgesetz für die longitudinale und laterale Gleitrichtung entwickelt. Anschließend wird das Reibungsgesetz in Abschnitt 5.2 zur Ergänzung der in Abschnitt 4.1 hergeleiteten Gleichungen zur Beschreibung der Kraftübertragung in longitudinaler und lateraler Richtung verwendet. Bisher besaßen diese nur unter der Prämisse des Haftzustandes Gültigkeit. Mit der in diesem Kapitel vorgestellten hierarchischen Erweiterung gelten die Zusammenhänge im gesamten longitudinalen und lateralen Bereich. In Analogie zu den Strukturgrößen wird in Abschnitt 5.3 eine Methode zur Identifikation von Reibgrößen vorgestellt, dessen Präzision in Abschnitt 5.4 untersucht wird. Anschließend werden in Abschnitt 5.5 verschiedene Einflüsse auf Reibgrößen versuchstechnisch untersucht und mithilfe der zuvor hergeleiteten Zusammenhänge erklärt. Die so gewonnenen Erkenntnisse werden daraufhin in Abschnitt 5.6 diskutiert und schließlich in Abschnitt 5.7 zusammengefasst. Kapitel 5 ist in Abbildung 5.1 in die Struktur der Arbeit eingeordnet.

5.1. ISOTROPE BESCHREIBUNG DER ELASTOMERREIBUNG

In der Analyse von Reibgrößen kommt insbesondere der Elastomerreibung auf rauen Oberflächen eine wichtige Rolle zu. Zur Ergänzung der Formulierungen aus Kapitel 4 gilt es zunächst ein Reibungsgesetz zu formulieren, welches die Begrenzung von Schubspannun-



gen und somit die Beschreibung von Reifencharakteristika über den Haftzustand hinaus erlaubt. Auf Basis der umfassenden Literaturübersicht in Unterabschnitt 2.1.5 gelten die geometrische Abstützung und Adhäsions- und Hysteresereibung für die Beschreibung der Reibungsphänomene von Reifen auf trockenen und nassen realen Fahrbahnoberflächen als maßgeblich. Gemäß Unterabschnitt 2.1.5 bildet sich die Adhäsionsreibung am besten bei einer Kontaktdauer der beiden Kontaktpartner ungleich null aus. Gleiches gilt für die geometrische Abstützung, weil diese von einer möglichst geringen dynamischen Kontaktsteifigkeit des Reifenoberflächenmaterials begünstigt wird. Außerdem vergrößert die Adhäsion die effektive Abstützfläche dadurch, dass das Reifenoberflächenmaterial in Rauheitstäler hineingezogen wird. Die Kombination dieser beiden Mechanismen, sowie eine geringfügige Hysteresekomponente, welche auch im Haftzustand aufgrund der Materialdeformation unter Schlupf auftritt, formt den Reibungskoeffizienten im Haftzustand μ_H . Wird durch die Kraftübertragung die Grenze dieses Haftreibungskoeffizienten an einer gewissen Stelle in der Reifenkontaktfläche überschritten, so gerät diese Stelle ins Gleiten. In dem Fall ist die adhäsive Komponente der Reibungsmechanismen aufgrund der sehr kurzen bis nicht vorhandenen Kontaktdauer stark eingeschränkt und spielen weiterhin die stationäre geometrische Abstützung, wie besonders die dynamische Hysteresereibung eine maßgebliche Rolle. Prinzipiell basieren beide Phänomene auf dem gleichen Grundprinzip: der Verzahnung des Reifenoberflächenmaterials mit den Unebenheiten der Fahrbahnoberfläche. Bei der Hysteresereibung geht es jedoch über die stationäre Abstützung hinaus darum, in welchem Maße sich von der Gleitgeschwindigkeit v_G und der inneren Materialdämpfung hervorgerufene Hysteresekräfte ausbilden können. In Unterabschnitt 2.1.5 ist dargelegt, dass insbesondere bei optimalem Verhältnis aus Speichermodul E' und Verlustmodul E'' und bei entsprechender Anregung, große Hysteresereibungskräfte auftreten. Das optimale Verhältnis wird vom Maximum des Verlustfaktors $\tan \delta_M$ charakterisiert. Dieses Verständnis wird in Unterabschnitt 5.1.1 zur Ableitung einer pragmatischen Modellierung der Reibungsphänomene in Abhängigkeit der Reifenoberflächentemperatur und in Unterabschnitt 5.1.2 ebenfalls in Abhängigkeit der Gleitgeschwindigkeit verwendet. In Unterabschnitt 5.1.3 werden diese Elemente anschließend zu einem Reibungsgesetz zusammengefasst, welches in den anschließenden Analysen und Herleitungen der Reibgrößen Anwendung findet.

5.1.1. BESCHREIBUNG DER ABHÄNGIGKEIT VON DER REIFENTEMPERATUR

Aus Unterabschnitt 2.1.5 geht hervor, dass die Elastomerreibung bei einer kurzen Beanspruchung und aufgrund der geringen Wärmeleitfähigkeit von dem Reifenoberflächenmaterial stark von der Blitztemperatur nach Persson u. a. [Per05a] abhängt. Bei der Blitztemperatur handelt es sich um eine in der äußersten Schicht des Reifenoberflächenmaterials auftretende Temperatur, welche ausschließlich von der dort umgesetzten Reibungsleistung abhängig ist. Aufgrund dieser Tatsache ist eine explizite Berücksichtigung der Reifentemperatur zur Beschreibung des Gleitreibungskoeffizienten nicht notwendig. Hierzu reicht die Berücksichtigung der umgesetzten Reibungsleistung aus. Diese dominiert im thermodynamischen Gleichgewicht und lässt sich aus der anliegenden Gleitkraft F_G und der Gleitgeschwindigkeit v_G direkt berechnen. In Analogie zu Gleichung 4.60 und Gleichung 4.61 gilt in diesem Fall bei großer Gleitreibungsleistung in Form von $P_G = F_G v_G$, einer sehr kleinen effektiv erwärmten Oberflächenmasse m_O und einer sehr geringen Wärmeleitfähigkeit und entsprechend geringer Leistung in Form von Wärmeleitung $\dot{Q}_L$ Gleichung 5.4. Außerdem können in diesem Zustand die konvektive Leistung Q_K , sowie die Strahlungsleistung Q_S vernachlässigt werden. Des Weiteren wird die sich aus dem Rollwiderstand des Reifens x_R , der Vorwärtsgeschwindigkeit v_x und der Vertikalkraft F_z ergebende Temperaturänderung vernachlässigt, da diese eine niedrige Dynamik besitzt und aufgrund der Konditionierungsverfahren (vgl. Unterabschnitt 4.3.1) bereits in der Anfangstemperatur T_0 berücksichtigt wird.



$$Q = m_O c_p \Delta T \quad (5.1)$$

$$\dot{Q} = \dot{Q}_{in} + \dot{Q}_L + \dot{Q}_K + \dot{Q}_S \quad (5.2)$$

$$\text{mit } \dot{Q}_{in} = x_R F_z v_x + F_G v_G \quad (5.3)$$

$$T \simeq T_0 + F_G v_G \quad (5.4)$$

Aufgrund der Temperaturkonditionierung während der Reifenvermessung ist bei dem hier zu beschreibenden Reifenverhalten von einer konstanten Starttemperatur T_0 auszugehen. Aus diesem Grund kann diese zur Beschreibung der Temperaturabhängigkeit des Gleitreibungskoeffizienten vernachlässigt werden. Mithilfe des Vorfaktors C_T wird die Gleitreibungsleistung aus Gleichung 5.4 gemäß Gleichung 5.5 in eine dimensionslose Größe η_T transformiert. Parameter C_T ist reifenspezifisch zu ermitteln.

$$\eta_T = C_T F_G v_G \quad (5.5)$$

5.1.2. BESCHREIBUNG DER ABHÄNGIGKEIT VON DER GLEITGESCHWINDIGKEIT

In Abhängigkeit von der Gleitgeschwindigkeit ändert sich die Frequenz f_A , mit der das Reifenoberflächenmaterial angeregt wird (vgl. Unterabschnitt 2.1.6 und Unterabschnitt 4.5.1). Dieser Zusammenhang kann in einer ersten Näherung durch Gleichung 5.6 beschrieben werden, in der D_U den Durchmesser einer kugelförmig approximierten Unebenheit im Fahrprofil nach Hertz [Her81] beschreibt.

$$f_A = \frac{v_G}{D_U} \quad (5.6)$$

Bei gleichbleibender Fahrbahnoberfläche steigt somit die von den Unebenheiten hervorgerufene Anregungsfrequenz mit der Gleitgeschwindigkeit linear an. Die WLF-Gleichung aus Gleichung 2.9 beschreibt die Transformation des Verlustmoduls von der Temperaturachse in die Frequenzachse. Der Ansatz zur Berücksichtigung der Geschwindigkeitsabhängigkeit des Reibungskoeffizienten besteht nun darin, dass Temperatur- und Geschwindigkeitsabhängigkeit beide in den dimensionslosen Raum überführt werden. Dies erfolgt entsprechend der Zusammenhänge, auf denen die WLF-Gleichung beruht, mittels des logarithmischen Zusammenhangs in Gleichung 5.7. Hiermit wird insbesondere dem Hystereseanteil der Reibungsmechanismen Rechnung getragen. Parameter C_v ist, ebenso wie C_T zuvor, reifenspezifisch zu ermitteln.

$$\eta_v = C_v \log \frac{v_G}{v_{Ref}} \quad (5.7)$$

5.1.3. REIBUNGSGESETZ

Das Reibungsgesetz, welches in Abschnitt 5.2 zur Begrenzung der kinematischen Schubspannung Anwendung findet, ist in Gleichung 5.8 gegeben. Die Grundform wird dabei von einer Exponentialfunktion nach Savkoor [Sav66] gebildet und beschreibt den Übergang vom Haftreibungskoeffizienten μ_H zum Reibungskoeffizienten μ_∞ bei Gleitgeschwindigkeit $v_G \rightarrow 0$. Nachdem sowohl die Temperatur- als Gleitgeschwindigkeitsabhängigkeit in den dimensionslosen Raum transformiert wurden, stellt die Gesamtgleichung eine Linearkombination beider Anteile in der Exponentialfunktion dar.

$$\mu_G = \mu_\infty + (\mu_H - \mu_\infty) e^{C_\mu(\eta_T + \eta_v)} \quad (5.8)$$

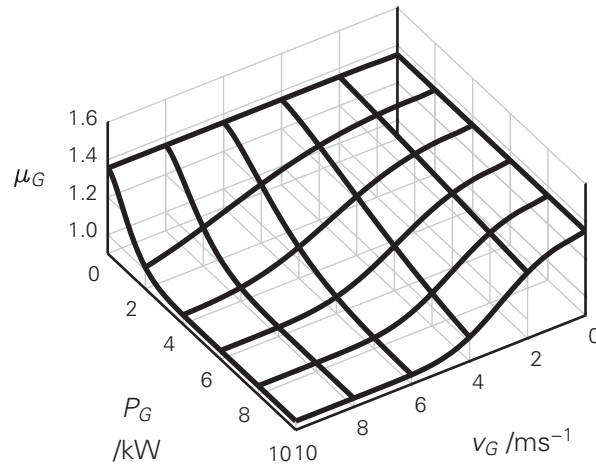


Abbildung 5.2.: Darstellung des Reibungsgesetzes über der Gleitgeschwindigkeit und der Gleitreibungsleistung mit beispielhaften Parametern $\mu_H=1.35$, $\mu_\infty=0.95$, $C_\mu=-0.001$, $C_T=-0.001$, $C_V=-0.001$

Auf diese Weise ergibt sich eine zweidimensionale Funktion μ_G , welche den Gleitreibungskoeffizienten in Abhängigkeit von der Gleitreibungsleistung und der Gleitgeschwindigkeit darstellt. Eine weitreichende Analogie zum von Savkoor [Sav66] entwickelten und unter anderem von Guo u. a. [Guo11] verwendeten Reibungsmodell ist gegeben, wenngleich in dem hier vorgestellten Reibungsgesetz keine quadratisch logarithmische Abhängigkeit der Gleitgeschwindigkeit erforderlich ist. Außerdem ist hier die Temperaturabhängigkeit in Form der Reibungsleistung berücksichtigt. Eine beispielhafte Darstellung des Reibungsgesetzes über den beiden Variablen ist in Abbildung 5.2 dargestellt.

5.2. BESCHREIBUNG DER KRAFTÜBERTRAGUNG IM PARTIELLEN HAFT- UND GLEITBEREICH

Reicht der Haftreibungskoeffizient zwischen Reifenoberflächenmaterial und Fahrbahnoberfläche nicht aus, so geht ein Teil der Kontaktfläche vom Haft- in den Gleitzustand über. Die sich aus der Kontaktkinematik ergebenden Schubspannungen können nun nicht vollständig aufgebaut werden. Aus diesem Grund spielen nicht länger ausschließlich, wie noch zuvor in Kapitel 4, der kontaktkinematische Zustand und die strukturellen Eigenschaften der Reifenkonstruktion eine Rolle, sondern wird das Reifenverhalten immer stärker vom Reibungsverhalten des Reifenoberflächenmaterials auf der jeweiligen Fahrbahnoberfläche bestimmt. Das Produkt aus dem lokalen Haftreibungskoeffizienten μ_H und der lokalen Flächenpressung σ_{zz} , welche im frei rollenden Zustand global betrachtet als Quotient der Vertikalkraft und der Aufstandsfläche $\bar{p} = \frac{F_z}{A}$ betrachtet werden kann, stellt hierbei den limitierenden Faktor dar. Für die maximale Schubspannung τ_{max} gilt Gleichung 5.9.

$$\tau_{max}(x) = \mu_H \sigma_{zz}(x) \quad (5.9)$$

Sofern die Kinematik in der Reifenkontaktfläche eine Schubspannung $\tau > \tau_{max}$ ergibt, kann diese aufgrund der Schubspannungsbegrenzung nicht umgesetzt werden und ein Teil der Kontaktfläche geht in den Gleitzustand über. Die Berechnung der örtlichen Position innerhalb der Kontaktfläche, an der dieser Übergang zwischen dem Haft- und Gleitzustand erfolgt, muss zwingend auf der Ebene der übertragbaren Schubspannung erfolgen. Der Übergang zwischen Haften und Gleiten findet jedoch nur auf mikroskopischer Ebene gewissermaßen



binär statt; auf makroskopischer Gesamtreifenebene ist, bis auf eine Ausnahme, immer eine Mischform aus Haften und Gleiten vorhanden, sobald der Haftzustand an einer bestimmten Stelle innerhalb der Kontaktfläche verlassen wird. Der sich somit ergebende partielle Haft- und Gleitzustand ist wie folgend definiert.

DEFINITION: PARTIELLER HAFT- UND GLEITZUSTAND

Der Zustand, in dem die lokale makroskopische Gleitgeschwindigkeit die Retardationsgeschwindigkeit des Elastomers an einer bestimmten Stelle innerhalb der makroskopischen Kontaktfläche überschreitet, wird als partieller Haft- und Gleitzustand bezeichnet

Aufgrund der Charakteristika der in Abschnitt 4.1 eingehend diskutierten kinematischen Deformationsmechanismen, speziell jedoch aufgrund der in Gleichung 4.4 und Gleichung 4.8 dargelegten Abhängigkeit der lokalen Schubspannungen von der Verweildauer, kann vollständiges Gleiten der Kontaktfläche nur bei Umfangsgeschwindigkeit $r_d \omega = 0$ auftreten. Somit stellt der wie folgende definierte Gleitzustand ein Grenzfall der Betrachtung dar.

DEFINITION: GLEITZUSTAND

Der Zustand, in dem die lokale makroskopische Gleitgeschwindigkeit die Retardationsgeschwindigkeit des Elastomers in der gesamten makroskopischen Kontaktfläche überschreitet, wird als Gleitzustand bezeichnet

Im folgenden Unterabschnitt 5.2.1 wird der partielle Haft- und Gleitzustand der longitudinale Kraftübertragung analysiert und beschrieben. Hierzu werden die in Unterabschnitt 4.1.1 hergeleiteten Gleichungen des Umfangschlupfes um das Reibungsgesetz aus Gleichung 5.8 und einer von der Longitudinaldeformation des Reifenaufbaus abhängigen Kontaktdruckverteilung ergänzt. Analog erfolgt dies in Unterabschnitt 5.2.2 für die laterale Richtung.

5.2.1. DER LONGITUDINALE GRENZBEREICH UND BEZOGENE REIBUNGSKOEFFIZIENT

Entscheidend für die Beschreibung des partiellen Haft- und Gleitzustandes ist die Bestimmung der Stelle innerhalb der Kontaktfläche, an der die Profilelemente von den Haft- in den Gleitzustand übergehen. Diese Stelle teilt die Kontaktfläche in zwei Bereichen. Im Einlaufbereich der Kontaktfläche herrscht weiterhin der Haftzustand; ab der Übergangsstelle bis zum Auslauf der Kontaktfläche herrscht der Gleitzustand. Zur Bestimmung der Übergangsstelle zwischen Haftzustand und Gleitzustand in longitudinaler Richtung muss die sich durch Einwirkung der longitudinalen Kraft ergebende Veränderung der Flächenpressung berücksichtigt werden. Diese entscheidet entsprechend Gleichung 5.9 über die örtlich maximalen Schubspannungen und somit über die Verteilung der Schubspannungen innerhalb der Kontaktfläche. Unter Einwirkung longitudinaler Kraft wird der Reifenaufbau deformiert. Diese longitudinale Deformation ζ_x hat zur Folge, dass die Vertikalkraft, welche über die Felge auf den Reifen aufbracht wird, nicht mehr annähernd zentral über der Mitte der Kontaktfläche wirkt, sondern um ζ_x nach vorne oder nach hinten versetzt. Diese Situation ist in Abbildung 5.3 schematisch dargestellt, wobei Abbildung 5.3(b) den bisher betrachteten Fall mit vernachlässigbar kleinen Longitudinalkraft zeigt. Es wird nun angenommen, dass die Veränderung der Flächenpressungsverteilung über der Kontaktlänge linear approximiert werden kann, während in lateraler Richtung keine Beeinflussung der Flächenpressungsverteilung auftritt. Es wird demnach ein Ausdruck $p(x) = \sigma_{zz}(x) b_N = ax + b$ gesucht, der die

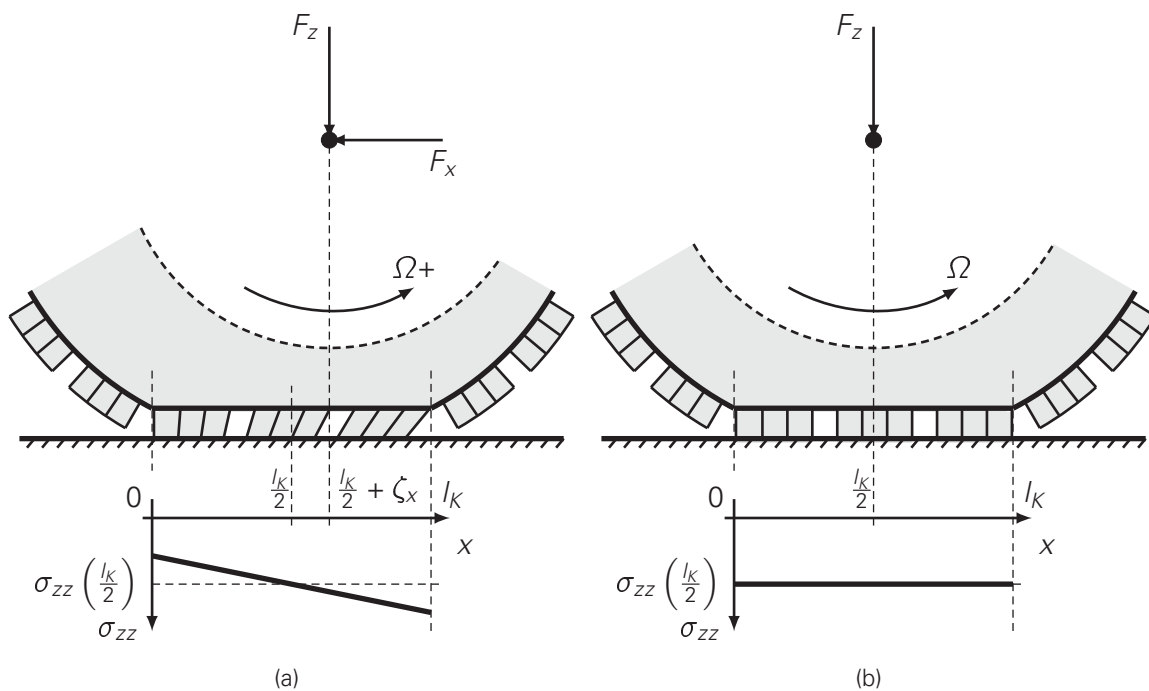


Abbildung 5.3.: Schematische Darstellung der Reifendeformation unter Kraftbelastung und der sich daraus ergebenden Druckverteilung. (a) zeigt den Fall des aufgrund von antreibendem Umfangschlupf mit Longitudinalkraft belasteten Reifens, bei dem sich die Verteilung der Flächenpressung linear in Richtung Auslaufbereich der Kontaktfläche verschiebt. ζ_x stellt hierbei die Longitudinaldeformation des Reifenaufbaus dar, welche die Veränderung der Druckverteilung hervorruft. (b) zeigt den lediglich mit Vertikalkraft belasteten Fall.



Bedingung des Kräftegleichgewichts in vertikaler Richtung, sowie des Momentengleichgewichts um den Radmittelpunkt erfüllt. Auf Basis der beiden so aufgestellten Gleichungen werden entsprechend Gleichung 5.12 Ausdrücke für a und b gefunden. Der Gesamtausdruck für die Flächenpressungsverteilung σ_{zz} ist nun in Gleichung 5.13 gegeben, wonach sich die im Gleitzustand maximal übertragbare longitudinale Schubspannung τ_{xG} entsprechend Gleichung 5.14 ergibt.

$$F_z = \int_x p(x) dx \quad (5.10)$$

$$M_y = F_z \zeta_x = \int_x \left(x - \frac{l_K}{2} \right) p(x) dx \quad (5.11)$$

$$p(x) = ax + b \quad (5.12)$$

$$\text{mit } a = \frac{12 F_z \zeta_x}{l_K^3}$$

$$b = \frac{F_z}{l_K} - \frac{a l_K}{2} = \frac{F_z}{l_K} - \frac{6 F_z \zeta_x}{l_K^2}$$

$$\begin{aligned} \sigma_{zz}(x) &= \frac{p(x)}{b_N} \\ &= \sigma_{zz,0} \left(\frac{12 \zeta_x}{l_K^2} x - \frac{6 \zeta_x}{l_K} + 1 \right) \end{aligned} \quad (5.13)$$

$$\text{mit } \sigma_{zz,0} = \frac{F_z}{l_K b_N}; \quad \zeta_x = \frac{F_x}{c_x}$$

$$\tau_{xG} = \mu_G \sigma_{zz}(x) = \mu_G \sigma_{zz,0} \left(\frac{12 \zeta_x}{l_K^2} x - \frac{6 \zeta_x}{l_K} + 1 \right) \quad (5.14)$$

Diese Abschätzung der Kontaktdruckverteilung lässt nun die Analyse des Übergangs zwischen Haftzustand und Gleitzustand zu. Die abplattungsbedingten Schubspannungen werden nur zur Veranschaulichung der wirksamen Mechanismen einbezogen, da sie am Ein- und Austritt der Kontaktfläche zu einer geringen Beanspruchung des vorhandenen Reibungskoeffizienten zwischen Reifen und Fahrbahn führen. In der anschließenden Rechnung jedoch werden sie aufgrund ihres geringen Betrages vernachlässigt, [Fac00]. Abbildung 5.4 zeigt schematisch die Schubspannungen in longitudinaler Richtung, jeweils für den Zustand des frei rollenden Rades, den Haftzustand und den partiellen Haft- und Gleitzustand. Die Längenkoordinate l_G innerhalb der Kontaktfläche, an der die Profilelemente vom Haft- in den Gleitzustand übergehen, kann mittels Gleichstellung der schlupfbedingten Schubspannung τ_x (vgl. Gleichung 4.7) und der nun linear vom Kraftzustand abhängigen maximalen Schubspannung τ_{max} (vgl. Gleichung 5.9) gemäß Gleichung 5.15 berechnet werden. In longitudinaler Richtung ergibt sich eine lineare Gleichung nach x , deren Lösung $x = l_G$ dem Gleitanfang entspricht und im Bereich der Reifenkontaktfläche $0 \leq l_G \leq l_K$ gesucht wird. Findet sich keine Lösung innerhalb dieses Bereiches, so lässt sich hieraus schließen, dass die kinematische Schubspannung den Maximalwert entsprechend dem Haftreibungskoeffizienten nicht überschreitet und somit weiterhin der Haftzustand gilt.

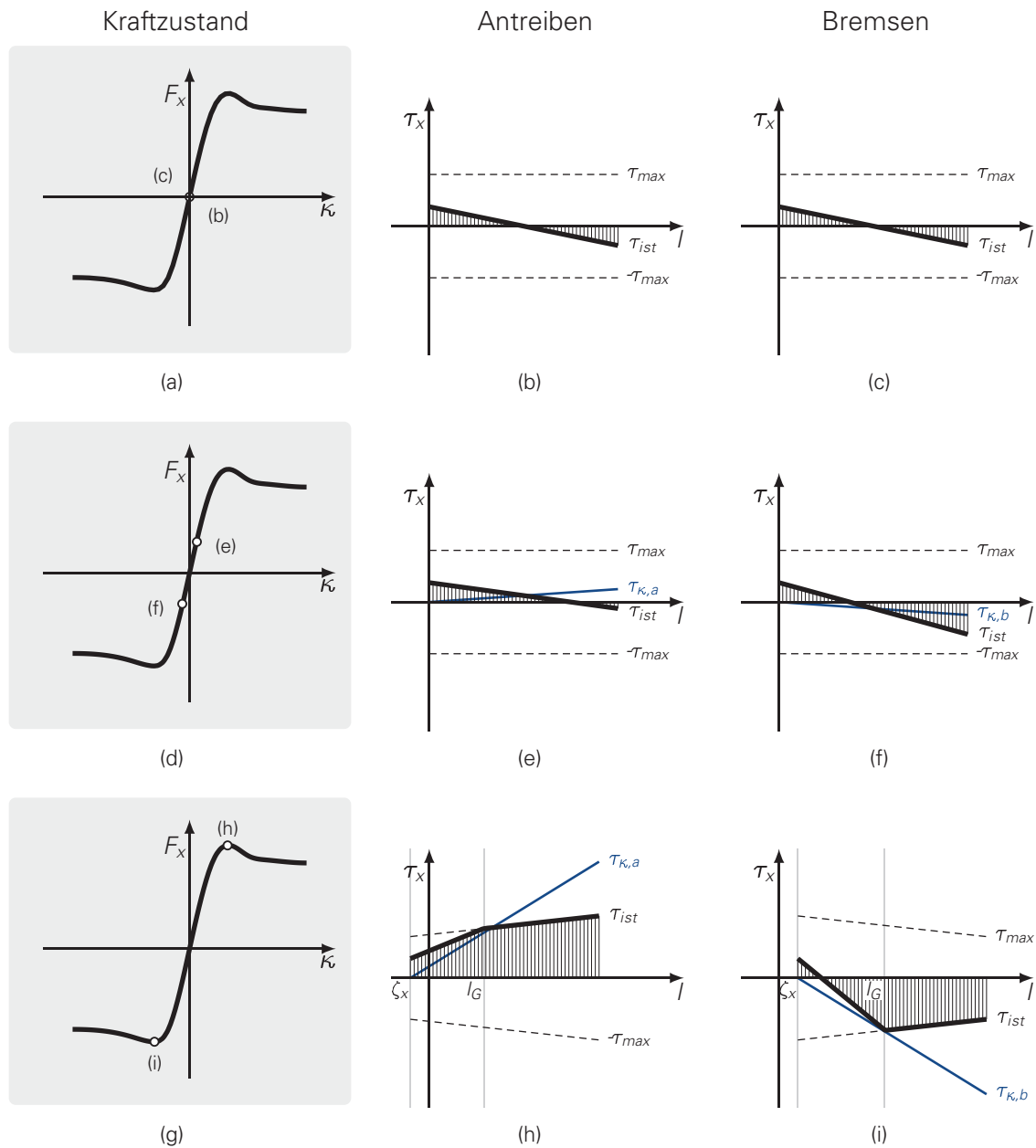


Abbildung 5.4.: Schematische Darstellung des longitudinalen Kraftzustandes in antriebsender, sowie bremsender Richtung, sowie der entsprechenden kinematischen Schubspannung über der Kontaktlänge für den Fall des

- (a)-(c) frei rollenden Zustandes, mit Darstellung der abplattungsbedingten Schubspannung,
- (d)-(f) Haftzustandes, mit Überlagerung der abplattungsbedingten und schlupfbedingten Schubspannung τ_k und
- (g)-(i) partiellen Haft- und Gleitzustandes, mit kraftbedingter, longitudinaler Deformation des Reifenaufbaus ζ_x und Übergangskoordinate l_G zwischen Haft- und Gleitzustand



$$\tau_x(x) = \tau_{\max}(x) = \mu_H \sigma_{zz}(x) \quad (5.15)$$

$$\frac{G^*}{h} \kappa_t x = \mu_H \sigma_{zz,0} \left(\frac{12\zeta_x}{l_K^2} x - \frac{6\zeta_x}{l_K} + 1 \right) \quad (5.16)$$

$$x = \frac{\mu_H \sigma_{zz,0} \left(\frac{6\zeta_x}{l_K} + 1 \right)}{\frac{G^*}{h} \kappa_t - \mu_H \sigma_{zz,0} \frac{12\zeta_x}{l_K^2}} \quad (5.17)$$

Obwohl im Haftzustand noch keine Unterschiede zwischen dem gebremsten und dem angetriebenen Fall auftreten, zeigen sich diese im partiellen Haft- und Gleitbereich umso deutlicher. Zur Verdeutlichung wird zunächst angenommen, dass der Haftreibungskoeffizient in angetriebener, wie in gebremster Richtung gleich ist und dass gilt $\mu_G = \mu_H$. Demnach ist der Reibungskoeffizient im partiellen Haft- und Gleitbereich sowohl konstant, als gleich dem Haftreibungskoeffizient. Auf Basis vorgenannter Prämissen kann nun Gleichung 4.8, welche die Longitudinalkraft im Haftzustand F_{xH} beschreibt, um den Gleitanteil F_{xG} erweitert werden. Der Bereich, in der die Kraft auf Basis der Prämissen des Haftzustandes berechnet werden kann, begrenzt sich auf $0 \leq x \leq l_G$. Longitudinalkoordinate l_G beschreibt die Stelle innerhalb der Kontaktfläche, an der die longitudinale Schubspannung $|\tau_\kappa|$ die maximal übertragbare Schubspannung $\tau_{\max}$ überschreiten würde. Die ab dieser Koordinate wirksame longitudinale Schubspannung im Gleitzustand τ_{xG} ist nicht länger direkt vom kinematischen Zustand der Kontaktfläche, sondern gemäß Gleichung 5.14 vom Gleitreibungskoeffizienten μ_G und lokaler Flächenpressung σ_{zz} abhängig. Der Gesamtausdruck für die longitudinale Kraft im partiellen Haft- und Gleitbereich ist in Gleichung 5.18 gegeben.

$$\begin{aligned} F_x &= F_{xH} + F_{xG} \\ &= \int_0^{l_G} \int_y \tau_{xH} dy dx + \int_{l_G}^{l_K} \int_y \tau_{xG} dy dx \\ &= \int_0^{l_G} \int_y \frac{G^*}{h} \kappa_t x dy dx + \int_{l_G}^{l_K} \int_y \mu_G \sigma_{zz,0} \left(\frac{12\zeta_x}{l_K^2} x - \frac{6\zeta_x}{l_K} + 1 \right) dy dx \\ &= \frac{G^* b_K}{h} \frac{l_G^2}{2} \kappa_t + \mu_G \frac{F_z \zeta_x}{2 l_K} \int_{l_G}^{l_K} \int_y \left(x - \frac{l_K}{2} \right) dy dx \\ &= C \frac{l_G^2}{2} \kappa_t + \mu_G \frac{F_z \zeta_x b_K l_G (l_K - l_G)}{4 l_K} \end{aligned} \quad (5.18)$$

In Abbildung 5.4 ist ersichtlich, dass sich für den angetriebenen Fall höhere absetzbaren Schubspannungen und entsprechend höhere maximal übertragbare Kräfte im Vergleich zum gebremsten Fall ergeben. Die dargestellten Phänomene sind in zwei maßgeblichen Mechanismen begründet. Einerseits findet, wie bereits von Fach argumentiert, eine Überlagerung von abplattungs- und schlupfbedingten Schubspannung statt. Hingegen seiner Argumentation jedoch ist besonders die Tatsache, dass die Abplattung am Auslauf der Kontaktfläche zu dem Bremsschlupf äquivalenter Schubspannung führt, für die Beanspruchung des Reibungskoeffizienten verantwortlich. Nachdem sich die schlupfbedingte Schubspannung in der hier verwendeten Abstraktion linear mit dem Kontaktweg aufbaut, kann in der Einlaufzone kein Gleiten auftreten. Weil die abplattungsbedingte Schubspannung in der Auslaufzone der



Richtung der bremschlupfbedingten Schubspannung entspricht, führt sie beim gebremsten Rad zu einem früheren Gleiten im Vergleich zum angetriebenen Rad. Die Schlussfolgerung, im gebremsten Fall tritt der Gleitzustand in der Auslaufzone, im angetriebenen Fall jedoch in der Einlaufzone auf, kann entsprechend Abbildung 5.4 widerlegt werden. Sowohl im angetriebenen, wie im gebremsten Fall, tritt der Gleitzustand von der Auslaufzone in die Kontaktfläche ein. Nur in der Grenzfallbetrachtung des blockierten Rades erreicht der Gleitzustand die Einlaufzone, wenngleich in dem Fall eine Ein- und Auslaufzone im eigentlichen Sinne nicht länger existieren. Andererseits führt die von der übertragenen Kraft hervorgerufene Druckverteilungsänderung in longitudinaler Richtung zu unterschiedlichen maximalen Kräften in angetriebener und gebremster Richtung. Im Falle des angetriebenen Rades können aufgrund der Druckverteilungsänderung über der Kontaktlänge immer größere Schubspannungen aufgebaut werden. Das Integral der schraffierten Fläche in Abbildung 5.4(h), und somit die Longitudinalkraft, ist beim gleichen Schlupfzustand größer als in Abbildung 5.4(i). Bei sehr großen Schlupfwerten gleichen sich die Flächen wieder an. In diesem Zustand ist die Temperaturabhängigkeit des Reifenoberflächenmaterials von maßgeblicher Bedeutung für Asymmetrien zwischen dem gebremsten und dem angetriebenen Fall. Im angetriebenen Fall wird gemäß $P = F_x(r_d \omega - v_x)$ durch die Drehzahlerhöhung bei gleicher Vorwärtsgeschwindigkeit und gleichem Umfangschlupfzustand eine höhere Gleitreibungsleistung im Reifenmaterial umgesetzt. Somit treten unter gleichen äußeren Bedingungen höhere Materialtemperaturen auf, was unter gängigen Umgebungsbedingungen zu einer Abnahme des Reibungskoeffizienten im Vergleich zum gebremsten Rad führt. Bei einem blockierten Rad entsprechend $\kappa_t = -1$ wird der Wärmeeintrag nicht länger über dem Reifenumfang verteilt, sondern konzentriert sich in der dauerhaften Reifenkontaktfläche. Dadurch können in diesem Extremfall noch höhere Reifentemperaturen auftreten, als im angetriebenen Fall.

5.2.2. DER LATERALE GRENZBEREICH UND BEZOGENE REIBUNGSKOEFFIZIENT

In Analogie zum vorhergehenden Unterabschnitt 5.2.1 wird in lateraler Richtung ebenfalls das Reibungsgesetz Gleichung 5.8 verwendet. Die im partiellen Haft- und Gleitbereich auftretende Lateralkraft und das zugehörige Rückstellmoment werden infolgedessen als Summe der Haft- und Gleitanteile in der Kontaktfläche dargestellt. Hierzu wird zunächst wiederum die Kontaktlängenkoordinate l_G berechnet, an der die kinematische Schubspannung τ_{yH} (vgl. Gleichung 4.27) die maximale Schubspannung τ_{yM} entsprechend dem Haftreibungskoeffizienten μ_H überschreiten würde. Aufgrund der komplexeren Beschreibung der Deformationskinematik in lateraler Richtung, ergibt sich nun eine quadratische Gleichung in x , deren Lösung $x = l_G$ dem Gleitanfang entspricht und wiederum im Bereich der Reifenkontaktfläche $0 \leq l_G \leq l_K$ gesucht wird. Findet sich keine Lösung innerhalb dieses Bereiches, so lässt sich hieraus schließen, dass die kinematische Schubspannung den Maximalwert entsprechend dem Haftreibungskoeffizienten in lateraler Richtung nicht überschreitet und hier weiterhin der Haftzustand gilt.

$$\tau_y(x) = \tau_{\max}(x) = \mu_H \sigma_{zz,0} \quad (5.19)$$

$$\mu_H \sigma_{zz,0} = \frac{G^*}{h} \left(\frac{F_y l_K - 2M_z}{12c_B} x^2 + \left(\alpha_0 - \frac{F_y l_K^2 - 2M_z l_K}{12c_B} - \frac{M_z}{c_\theta} \right) x \right) \quad (5.20)$$

$$0 = \frac{F_y l_K - 2M_z}{12c_B} x^2 + \left(\alpha_0 - \frac{F_y l_K^2 - 2M_z l_K}{12c_B} - \frac{M_z}{c_\theta} \right) x - \mu_H \sigma_{zz,0} \frac{h}{G^*} \quad (5.21)$$

Längenkoordinate l_G wird durch Lösung der quadratischen Gleichung 5.21 erhalten, auf dessen analytischen Ausdruck der Übersichtlichkeit halber an der Stelle verzichtet wird. Zur Beschreibung der Schubspannung im Bereich $0 \leq x \leq l_G$ gilt weiterhin der kinematische Zusammenhang aus Gleichung 4.27. Für den Bereich $l_G < x \leq l_K$ ist die laterale Schubspannung

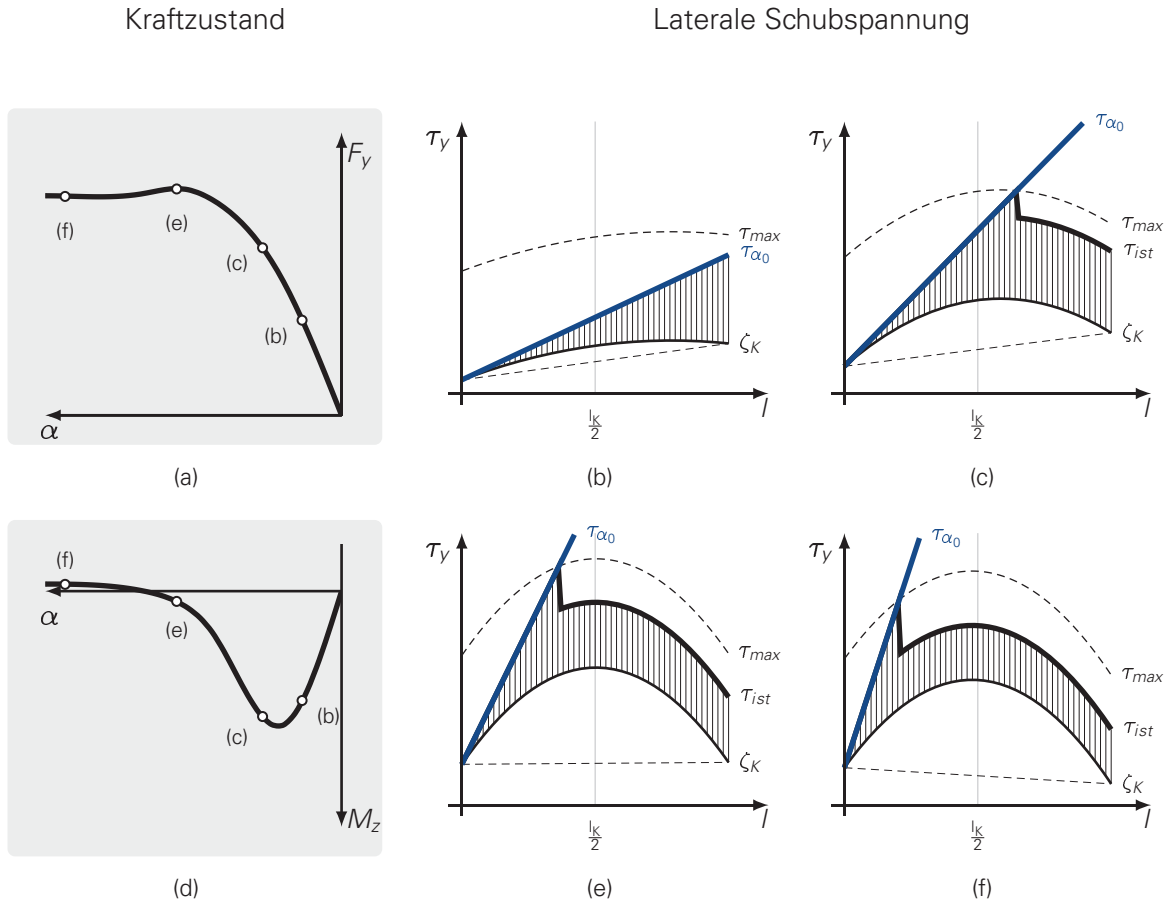


Abbildung 5.5.: Schematische Darstellung des Kraftzustandes und der entsprechenden kinematischen Schubspannung in der über der Kontaktlänge für den Fall der lateralen Beanspruchung. Ersichtlich sind (a) die schematische Lateralkraft und (d) das Rückstellmoment über dem Schräglaufwinkel, sowie die verschiedenen Betriebspunkte (b) im Haftzustand, (c) im partiellen Haft- und Gleitzustand, (e) im Bereich der maximalen Lateralkraft und (f) bei großem Schräglaufwinkel.

τ_{yG} gemäß Gleichung 5.22 ausschließlich vom sich im aktuellen Betriebszustand ergebenden Gleitreibungskoeffizienten μ_G (vgl. Gleichung 5.8) und der Flächenpressung σ_{zz} abhängig. Eine Abhängigkeit des kontaktkinematischen Zustands ist im Gegensatz zu Gleichung 4.27 in diesem Bereich der Kontaktfläche nicht weiter vorhanden.

$$\tau_{yG} = \mu_G \sigma_{zz} \quad (5.22)$$

Die gesamte übertragene Lateralkraft F_y entspricht nun der Summe aus der Lateralkraft im Haftbereich F_{yH} und Gleitbereich F_{yG} . Diese wiederum ergeben sich gemäß Gleichung 5.23 aus dem Integral der lateralen Schubspannung über dem jeweiligen vorgenannten Bereich der Kontaktfläche. Gleiches gilt für das Rückstellmoment M_z nach Gleichung 5.24.



$$F_y = F_{yH} + F_{yG}$$

$$= \int_0^{l_G} \int_y \tau_{yH} dy dx + \int_{l_G}^{l_K} \int_y \tau_{yG} dy dx \quad (5.23)$$

$$M_z = M_{zH} + M_{zG}$$

$$= \int_0^{l_G} \int_y \left(x - \frac{l_K}{2}\right) \tau_{yH} dy dx + \int_{l_G}^{l_K} \int_y \left(x - \frac{l_K}{2}\right) \tau_{yG} dy dx \quad (5.24)$$

Mit den Ausdrücken für F_y und M_z wird in Gleichung 5.25 wiederum ein System linearer Gleichungen aufgestellt (vgl. Gleichung 4.32). Matrixeinträge $A_{11,12,21,22}$, sowie $b_{1,2}$ ergeben sich entsprechend Gleichung 5.26 bis Gleichung 5.31 aufgrund der Tatsache, dass die Schubspannung im Haftzustand nicht länger über der kompletten Kontaktlänge l_K integriert wird, sondern lediglich bis l_G . Außerdem ergeben sich Zusatzterme im Bereich $x > l_G$ im Gleitbereich der Kontaktfläche.

$$y = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \end{bmatrix}, \mathbf{A} = \begin{bmatrix} A_{11} & A_{12} \\ A_{21} & A_{22} \end{bmatrix}, b = \begin{bmatrix} b_1 \\ b_2 \end{bmatrix} \quad (5.25)$$

mit Matrixeinträgen

$$A_{11} = 1 + \frac{3G^* b_K l_G^2 l_K^2 - 2G^* b_K l_G^3 l_K}{72h c_B} \quad (5.26)$$

$$A_{12} = \frac{2G^* b_K l_G^3 - 3G^* b_K l_G^2 l_K}{36h c_B} + \frac{G^* b_K l_G^2}{2h c_\theta} \quad (5.27)$$

$$A_{21} = \frac{2G^* b_K l_G^3 l_K^2 - G^* b_K l_G^4 l_K - G^* b_K l_G^2 l_K^3}{48h c_B} \quad (5.28)$$

$$A_{22} = 1 + \frac{G^* b_K l_G^4 - 2G^* b_K l_G^3 l_K + G^* b_K l_G^2 l_K^2}{24h c_B} + \frac{4b_K l_G^3 - 3G^* b_K l_G^3 l_K}{12h c_\theta} \quad (5.29)$$

$$b_1 = \frac{G^* b_K l_G^2}{2} \alpha_0 + \frac{(l_K - l_G) b_K}{A} \mu_G F_z \quad (5.30)$$

$$b_2 = \frac{4M l_G^3 - 3M l_G^2 l_K}{12} \alpha_0 + \frac{(l_G^2 - l_K l_G) B}{2A} \mu_G F_z \quad (5.31)$$

Durch Lösung des so entstandenen Gleichungssystems Gleichung 5.25 nach den Zustandsgrößen F_y und M_z wird der Gleichgewichtszustand für Lateralkraft und Rückstellmoment erhalten. Dies erfolgt somit unter Berücksichtigung des deformierbaren Reifenaufbaus und des partiellen Haft- und Gleitzustandes.

5.3. PRÜFMETHODE FÜR REIBGRÖSSEN

Bei der Identifikation von Reibgrößen kommt insbesondere der Vergleichbarkeit des Prüfverfahrens mit den späteren Betriebsbedingungen der Anwendung großer Bedeutung zu. Die Temperaturabhängigkeit von Reifencharakteristika wird in für die Berechnung der Gesamtfahrzeugdynamik verwendeten Reifenmodellen aus in Unterabschnitt 2.3.1 beschriebenen

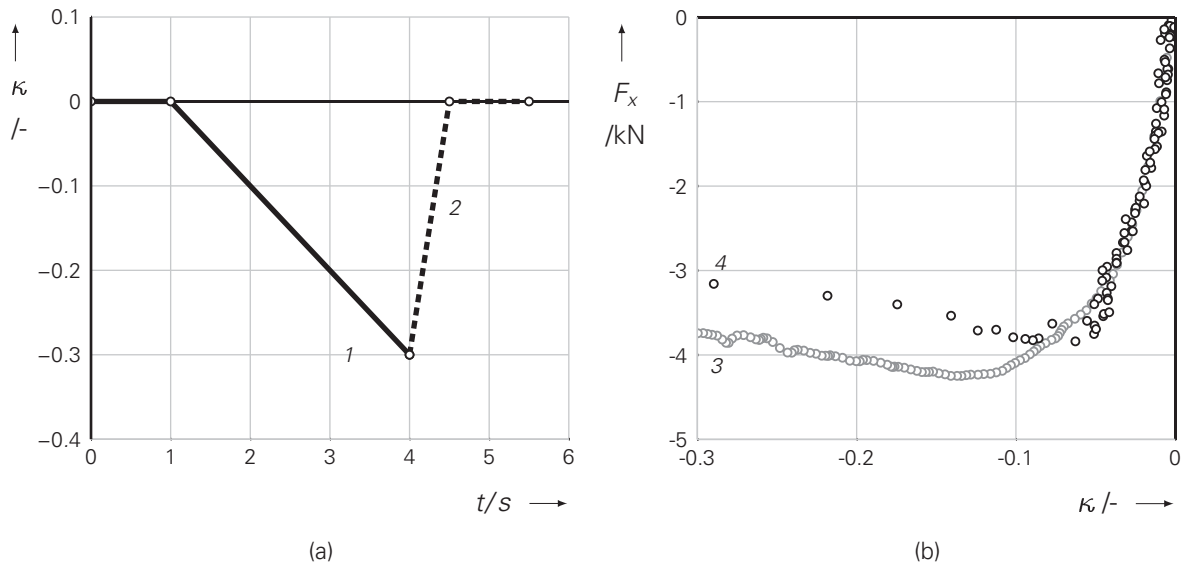


Abbildung 5.6.: Darstellung (a) des Umfangschlupfes über der Zeit und (b) der Longitudinalkraft über dem Umfangschlupf. Dargestellt sind in (a) 1 – der möglichst exakt geregelte Anstieg des Umfangschlupfes, sowie 2 – der möglichst schnelle Abfall des Umfangschlupfes. Darstellung (b) zeigt überdies den unterschiedlichen Verlauf der Longitudinalkraft über dem Umfangschlupf für 3 – einen Prüfstand mit Umfangschlupfregelung und 4 – einen Prüfstand mit Momentensteuerung.

Gründen nicht explizit berücksichtigt. Dies, obwohl deren Einfluss nicht nur auf Strukturgrößen (vgl. Unterabschnitt 4.5.2), sondern auch auf Reibgrößen besonders groß ist. Demnach besteht die Zielstellung der Prüfmethode darin, nicht nur die am Prüfstand regelbaren Größen Umfangschlupf, Schräglaufwinkel, Sturzwinkel, Vorwärtsgeschwindigkeit und Vertikalkraft entsprechend Unterabschnitt 3.2.4 einzustellen, sondern ebenfalls den nicht regelbaren Temperaturverlauf so zu steuern, dass er der beabsichtigten Anwendung im Kontext des Gesamtfahrzeuges nahe kommt.

5.3.1. METHODE ZUR IDENTIFIKATION VON LONGITUDINALEN REIBGRÖSSEN

Gemäß der Zielstellung in Kapitel 3 gilt es in longitudinaler Richtung insbesondere den bezogenen Reibungskoeffizienten zu ermitteln. Damit das Maximum des Verlaufes der Longitudinalkraft über dem Umfangschlupf $F_{x,max}$ eindeutig erfasst werden kann, wird der Umfangschlupf κ_t linear aufgebaut, bis zu einem Wert, der bei Straßenreifen und gängigen Fahrbahnoberflächen deutlich oberhalb von $\kappa_t|_{F_{x,max}}$ liegt. Es gilt jedoch zu beachten, dass der Betrag des Umfangschlupfes nicht so groß wird, dass der Reifen thermisch stark beansprucht wird und lokal mechanisch verschleißt. Außerdem ist die Identifikation der Longitudinalkraftübertragung bei sehr großen Umfangschlupfwerten für die Zielstellung der Beschreibung einer Vollbremsung mit ABS-Regelung unerheblich. Diese Methode ist in Abbildung 5.6(a) schematisch dargestellt. In Abbildung 5.6(b) ist der unterschiedliche Verlauf der Longitudinalkraft über dem Umfangschlupf dargestellt. Besonders zu beachten gilt die annähernd equidistante Verteilung der Messpunkte auch nach dem Maximum für einen Prüfstand mit Umfangschlupfregelung. Auf die zu beobachtenden unterschiedlichen Kraftniveaus beider dargestellter Prüfstände wird in Unterabschnitt 5.5.2 näher eingegangen.

5.3.2. METHODE ZUR IDENTIFIKATION VON LATERALEN REIBGRÖSSEN

Die Methode zur Identifikation von lateralen Reibgrößen orientiert sich stark an den in Unterabschnitt 3.2.4 dargelegten Betriebsbedingungen der Reifen unter der Beanspruchung im Gesamtfahrzeugversuch. Die zu beschreibenden Betriebsbedingungen für Reibgrößen befinden sich im lateralen Grenzbereich bei $a_y = 0.85a_{y,max}$ und im Bereich der maximalen Lateralbeschleunigung $a_{y,max}$. Wie in Abbildung 3.6 ersichtlich ist, treten in diesem Bereich große Schräglaufwinkel und Sturzwinkel, sowie eine große Spreizung von Vertikalkräften und ein Anstieg der Reifentemperatur auf. Außerdem führt die Manöverdurchführung dazu, dass der Schräglaufwinkel annähernd linear mit der Zeit zunimmt und, bei einem untersteuernden Fahrzeug, an der Vorderachse den größten Wert annimmt. Zur Berücksichtigung dieser Betriebsbedingungen ist eine Schräglaufwinkelrampe optimal geeignet. Bei diesem Manöver wird, nachdem durch die Reifenkonditionierung gemäß Unterabschnitt 4.3.1 ein homogener Konditionierungszustand vorliegt, der Schräglaufwinkel mit konstanter Verstellgeschwindigkeit von $\dot{\alpha}_0 = 3^\circ\text{s}^{-1}$ bis auf einen Maximalwert von $|\alpha_0| = 15^\circ$ verstellt. Das Manöver ist in Abbildung 5.7 dargestellt und wird bei verschiedenen konstanten Vertikalkräften, sowie bei Sturzwinkeln $\gamma = 0^\circ$ und $\gamma = 3^\circ$ durchgeführt. Auf diese Weise werden die in Abbildung 3.6 dargestellten Betriebsbedingungen nahezu vollständig abgedeckt. In der späteren Anwendung in Form von Reifenmodellen ist eine gewisse Inter- und Extrapolation problemlos möglich, weshalb in den zu vermessenden Betriebsbedingungen ebenfalls den Prüfstandeigenschaften Rechnung getragen werden kann. Theoretisch würde zur Beschreibung des am Gesamtfahrzeug auftretenden Reifenverhaltens sogar eine Vermessung der in Unterabschnitt 3.2.4 dargelegten zusammenhängenden Betriebsbedingungen ausreichen. Im Sinne der vollständigen Beschreibung der Kraftübertragung zwischen Reifen und Fahrbahn und zur späteren vollständigen Parametrierung von Reifenmodellen jedoch ist die Vermessung des gesamten in Abbildung 5.7 dargestellten Bereiches von Betriebsbedingungen zweckmäßig.

5.3.3. AUSWAHL EINES GEEIGNETEN PRÜFSTANDES FÜR REIBGRÖSSEN

Für die Identifikation von Reibgrößen ist insbesondere die Paarung zwischen Reifenoberflächenmaterial und Fahrbahnoberfläche von entscheidender Bedeutung. Hierzu ist weniger entscheidend, dass exakt die beabsichtigte Zieloberfläche für die Identifikation verwendet wird, sondern dass die Rauheitseigenschaften vergleichbar sind. Zu diesem Zwecke wurden die Rauheitseigenschaften verschiedener Fahrbahnoberflächen mithilfe laser-optischer Sensorik hinsichtlich der Höhenprofile vermessen, dessen Ergebnis in Abbildung 5.8(a) dargestellt ist. Abgebildet sind sowohl die Prüfstrecke I, welche zur Identifikation von Reibgrößen verwendet wird, Prüfstrecke II, welche zur Identifikation von Gesamtfahrzeugkenngrößen verwendet wird und schließlich die Fahrbahnoberfläche des Flachbahnprüfstandes. Der Flachbahnprüfstand ist mit einem Schleifpapier mit einer annähernden Körnung von 120 Mesh. Anschließend wird für die beschriebenen Oberflächen die Höhendifferenzkorrelation HDK gemäß Gleichung 5.32 nach Heinrich u. a. [Hei03] ermittelt.

$$HDK(\lambda) \equiv \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N (z(x+\lambda) - z(x))^2 \quad (5.32)$$

Diese zeigt neben der charakteristischen Steigung in einer doppelt logarithmischen Darstellung, ebenfalls die maximal vorkommenden Längenskalen. Die Höhendifferenzkorrelation ist in Abbildung 5.8(b) dargestellt. Ersichtlich ist, dass die beiden Prüfstrecken eine ähnliche Rauheitscharakteristik besitzen, während die artifizielle Oberfläche des Flachbahnprüfstandes grundsätzlich abweichende Eigenschaften hat. Wenngleich auf Basis dieser Ergebnisse auch zwischen den beiden Fahrbahnoberflächen der Prüfstrecken geringfügige Unterschiede in den übertragbaren Kräften zu erwarten sind, so ist der Unterschied nach den Ausführungen von Heinrich u. a. [Hei03] kleiner einzuschätzen, als diese zwischen den Prüfstrecken und dem Flachbahnprüfstand. Diese Erkenntnis bedingt die Identifikation von Reibgrößen auf

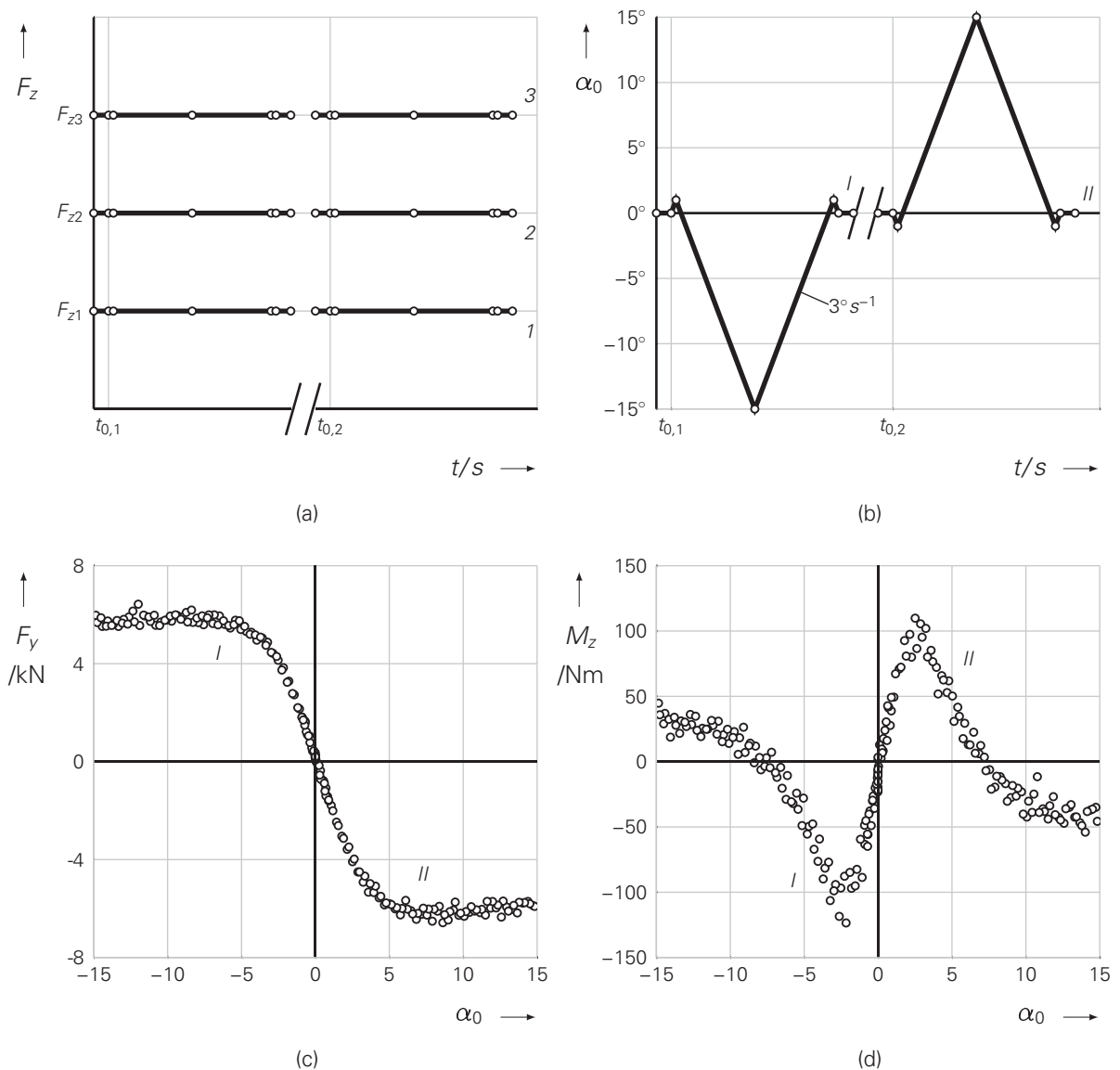


Abbildung 5.7.: Darstellung (a) der Vertikalkraft über der Zeit, (b) des Schräglaufwinkels über der Zeit, (c) der sich ergebenden Lateralkraft über dem Schräglaufwinkel bei F_{z2} und (d) des Rückstellmomentes für einen Beispielp Reifen über dem Schräglaufwinkel bei F_{z2} .
 I – negative Schräglaufwinkel, II – positive Schräglaufwinkel, 1 – F_{z1} , 2 – F_{z2} , 3 – F_{z3} unterschiedliche, arbiträre Vertikalkraftniveaus

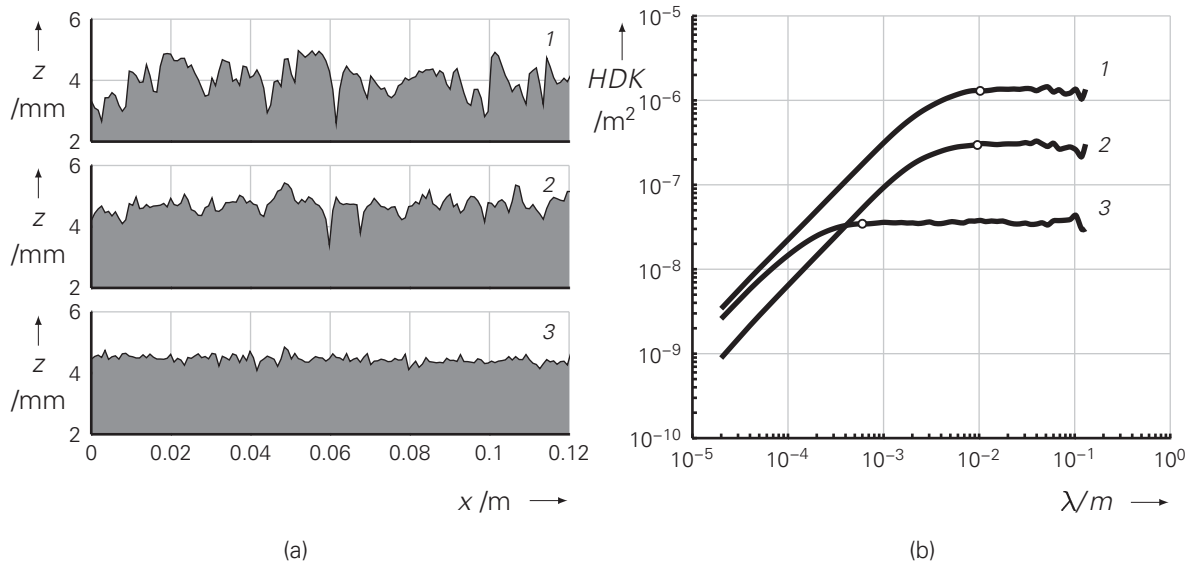


Abbildung 5.8.: Darstellung der (a) Höhenprofile über dem Weg für 1 – Prüfstrecke I, 2 – Prüfstrecke II und 3 – Flachbahnoberfläche, sowie (b) Höhendifferenzkorrelation für die vorgenannten Oberflächen

einer realen Prüfstrecke, dessen Rauheitseigenschaften nur geringfügig von der beabsichtigten Zieloberfläche abweichen. Neben dem Anhängerprüfstand erlaubt prinzipiell auch ein Innentrommelprüfstand die Vermessung von Reibgrößen auf einer realen Fahrbahnoberfläche. Nachteil des Innentrommelprüfstandes ist jedoch die verlängerte Reifenkontaktfläche aufgrund der Trommelwölbung und eine reduzierte mittlere Flächenpressung. Demzufolge treten bei gleichem Schräglaufwinkel bereits größere kinematischen Schubspannungen auf, während die maximal übertragbare Schubspannung im Vergleich zu einer ebenen Fahrbahn geringer ist. Eine direkte Vergleichbarkeit der Ergebnisse des Innentrommelprüfstandes mit dem Reifenverhalten auf ebener Fahrbahn ist somit nicht gegeben. Auf Basis dieser Argumentation ist der Anhängerprüfstand derzeit das einzige Prüfstandkonzept, mit dem Reibgrößen auf ebener Fahrbahn, dessen Rauheitseigenschaften annähernd der Zieloberfläche entsprechen, und den in Unterabschnitt 3.2.4 dargelegten Betriebsbedingungen identifiziert werden können. In Tabelle 5.1 ist eine qualitative Bewertung der Prüfstandkonzepte hinsichtlich der Eignung zur Identifikation von Reibgrößen gegeben. Folgende Anforderungen gelten für den Anhängerprüfstand und die auszuwählende Prüfstrecke:

1. Reale Fahrbahnoberfläche mit vergleichbaren Rauheitseigenschaften wie die Zieloberfläche
2. Geringe Welligkeit der Fahrbahn, damit geringe Vertikalkraftschwankungen auftreten und teilweise vom Prüfstand ausgeregelt werden können
3. Ausreichend hohe Masse und Schräglaufsteifigkeit des Anhängerprüfstandes, damit der Schräglaufwinkel des zu vermessenden Reifens mit ausreichender Genauigkeit an der Hub- und Schwenkeinheit des Prüfstandes gemessen werden kann

5.4. PRÄZISION DER PRÜFMETHODE FÜR REIBGRÖSSEN

In der Literatur wird besonders die geringe Reproduzierbarkeit von Reifenmessungen am Anhängerprüfstand als maßgeblicher Nachteil der Reifencharakterisierung genannt, [Hüs11;

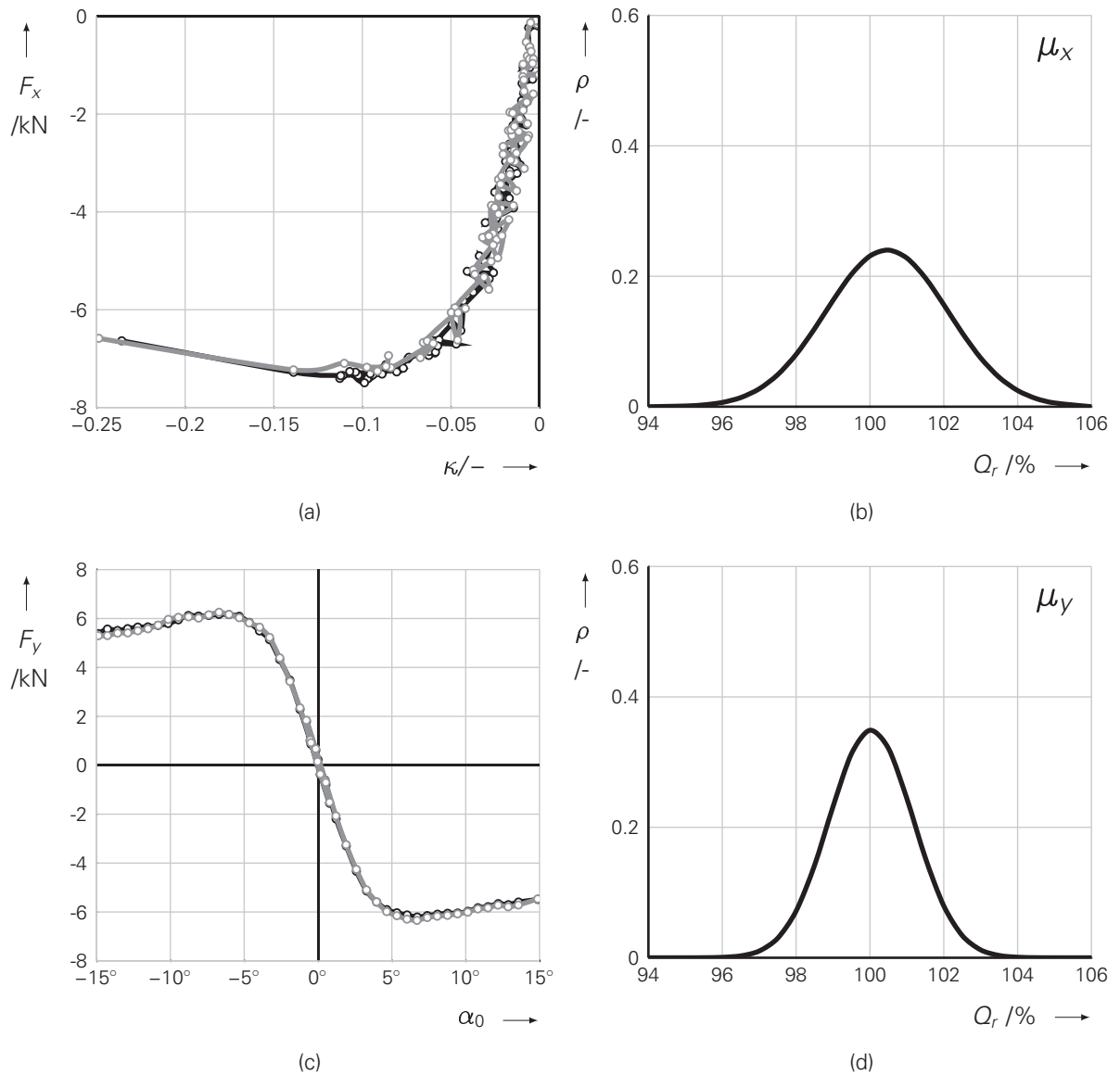


Abbildung 5.9.: Darstellung der (a) Longitudinalkraft über dem Umfangschlupf und (c) Lateralkraft über dem Schräglaufwinkel für zwei Wiederholungen mit gleichem Reifen. Des Weiteren sind die normalverteilte Wahrscheinlichkeit der Präzision des identifizierten (b) μ_x und (d) μ_y dargestellt.

Tabelle 5.1.: Übersicht und Bewertung verschiedener gängiger Reifenprüfstandkonzepte hinsichtlich Eignung zur Identifikation von Reibgrößen

	Flachbahn	Außentrommel	Innentrommel	Anhänger
Temperatur	++	++	++	+
Fülldruck	++	++	++	+
Kontaktkinematik	++	–	–	++
Effektive Kontaktfläche	+/-	+/-	+/-	++
Schräglaufwinkel (stationär)	++	++	++	–
Schräglaufwinkel (dynamisch)	++	++	++	–
Linearbereich	++	++	+	+/-

Tabelle 5.2.: Übersicht über die zur Untersuchung der Präzision der Methode zur Identifikation von Reibgrößen herangezogenen Reifentypen und -dimensionen

Typ	Sommerreifen				All-Season-Reifen		Winterreifen			Gesamt
Dimension	17"	18"	19"	20"	17"	18"	17"	18"	19"	
Anzahl	7	9	8	5	1	1	2	2	1	36

Gut14]. Ein maßgeblicher Unterschied zwischen dem Stand der Technik, auf dem Hüsemann und Gutjahr aufsetzen, besteht jedoch darin, dass die Reifenkonditionierung bei der hier beschriebenen Prüfmethode explizit berücksichtigt wird. Aus diesem Grund spielt die Kondition der Umgebung, inklusive der Fahrbahnoberfläche, für die in Abschnitt 5.3 dargelegte Methode zur Identifikation von Reibgrößen eine untergeordnete Rolle. Die Präzision der Identifikation von Reibgrößen wird maßgeblich von der Einhaltung des Konditionierungszustandes des Reifens nach Unterabschnitt 4.3.1 bestimmt.

Zur Analyse dieser These wird die in Abschnitt 4.4 definierte Präzision der im vorangegangenen Abschnitt 5.3 diskutierten Charakterisierungsmethoden für Reibgrößen eingehend untersucht. Hierzu werden Wiederholungsmessungen an den in Tabelle 5.1 beschriebenen baugleichen, jedoch körperlich unterschiedlichen Reifen aus der gleichen Produktionscharge bei einer Vertikalkraft durchgeführt. Die Messungen erfolgen gemäß Unterabschnitt 5.3.3 an einem Anhängerprüfstand auf Prüfstrecke I. Das Ergebnis ist in Abbildung 5.9 stichprobenartig für die Longitudinal- und Lateralkraft über der jeweiligen Zustandsgröße dargestellt. Außerdem ist eine angenommene Normalverteilung der Stichprobe dargestellt für die Kennzahl der Präzision Q_r (vgl. Gleichung 4.69) des bezogenen longitudinalen, respektive lateralen Reibungskoeffizienten. Ersichtlich ist insbesondere die betragsmäßig vergleichbare Präzision für laterale Reibgrößen im Vergleich der in Abbildung 4.10 dargestellten Strukturgrößen, welche unter Laborbedingungen auf dem Flachbahnprüfstand identifiziert wurden. Somit kann die zuvor aufgestellte These bestätigt und Angaben aus der Literatur widerlegt werden.

5.5. EXPERIMENTELLE ANALYSE VON SENSITIVITÄTEN UND RANDBEDINGUNGEN

Die in Abschnitt 5.3 dargelegte und in Abschnitt 5.4 hinsichtlich ihrer Präzision untersuchte Methode zur Identifikation von Reibgrößen wird im Folgenden auf eine Stichprobe von Reifen unterschiedlicher Bauart, Dimension und Hersteller angewendet. Die Untersuchung

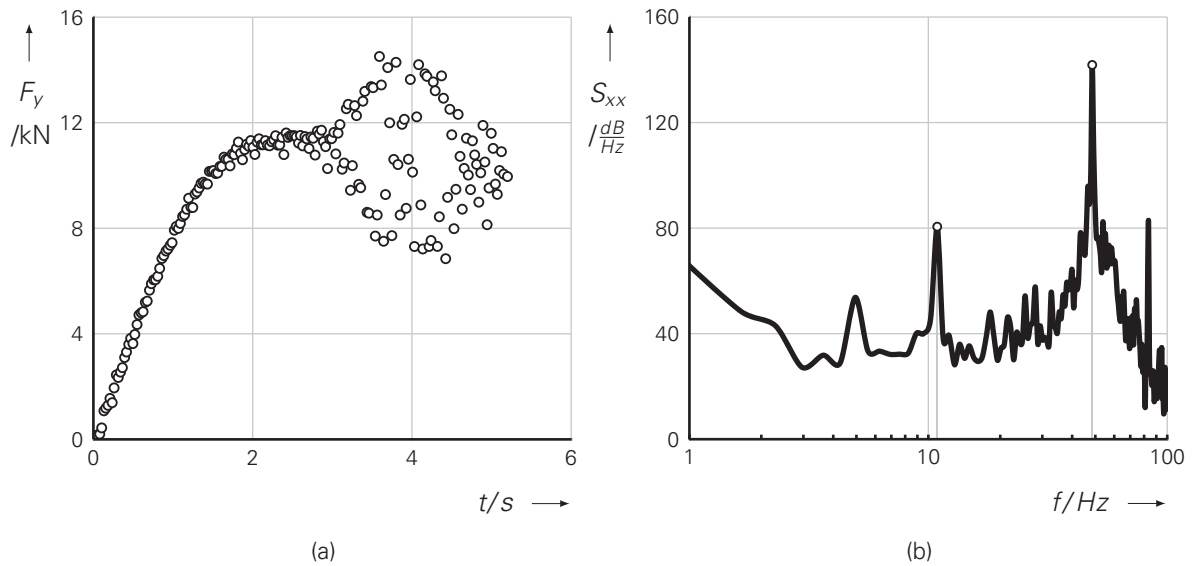


Abbildung 5.10.: Darstellung (a) der untersuchten Lateralkraft im Zeitbereich, in der sich ab ca. $t = 3$ s plötzlich eine starke Streuung der Messergebnisse zeigt und (b) Leistungsdichtefunktion der Lateralkraft, in der sich maßgebliche Maxima bei $f = 10.8$ Hz, sowie bei $f = 48.5$ Hz zeigen.

gilt der Analyse des Einflusses der Fahrbahnoberfläche, sowie von Zwischenmedien auf Reibgrößen. Zunächst wird jedoch in Unterabschnitt 5.5.1 das oft beobachtete Phänomen der Haft-Gleit-Schwingungen im partiellen Haft- und Gleitbereich analysiert. Anschließend wird in Unterabschnitt 5.5.2 der Einfluss der Fahrbahnoberfläche, respektive in Unterabschnitt 5.5.3 der Einfluss von Zwischenmedien auf longitudinalen und lateralen Reibgrößen analysiert.

5.5.1. BEOBACHTETE STICK-SLIP-SCHWINGUNGEN

Bei ausreichend hohem Schräglaufwinkel und einem günstigen Verhältnis zwischen Haftreibungskoeffizient und Reibungskoeffizient im Gleitzustand wird der Reifenaufbau zu Schwingungen angeregt. Diese Schwingungen treten bei Flachbahnmessungen sehr häufig und bei Messungen auf realen Fahrbahnen insbesondere in Anwesenheit von Zwischenmedien auf. Wenngleich die beobachteten Schwingungen in Abbildung 5.10(a) auf den ersten Blick eine Übereinstimmung mit Messrauschen zu haben scheinen, handelt es sich hierbei jedoch eindeutig um die von Reibungsphänomenen angeregte erste laterale Eigenform des Reifenaufbaus, welche im Maximum Kräfte mit einer Amplitude entsprechend der stationären Last an die Radnabe weitergibt. Im Vergleich zu den in Abbildung 2.10 dargestellten Schwingungen von einzelnen Profilblöcken sind die beobachteten Stick-Slip-Schwingungen des Reifenaufbaus betragsmäßig deutlich größer, wenngleich sie grundsätzlich auf dem gleichen Mechanismus beruhen. Hervorgerufen werden diese Schwingungen von dem Unterschied zwischen dem Haftreibungskoeffizient und dem Gleitreibungskoeffizient. Sofern der Unterschied zwischen beiden ausreichend groß ist und darüber hinaus Gleitgeschwindigkeit und Kontaktdruck entsprechend Abbildung 2.10(b) günstig sind, wird der Reifenaufbau zu einer Schwingung angeregt. Durch diese Schwingung werden die Geschwindigkeitsverhältnisse in der Kontaktfläche beeinflusst, weshalb der Reifen sogar bei großen Schräglaufwinkeln kurzzeitig in den Haftzustand zurückkehrt, in der die übertragbaren Schubspannungen größer sind im Vergleich zum partiellen Haft- und Gleitzustand. Die ständigen Übergänge zwischen Haften und Gleiten regen die Schwingung an. In der Amplitude können diese Schwingungen



durchaus den Bereich der stationären Kraftübertragung erreichen. In Abbildung 5.10(b) ist die spektrale Leistungsdichtefunktion S_{xx} der in Abbildung 5.10(a) dargestellten Lateralkraft abgebildet. Die erste laterale Eigenform des hier untersuchten Reifens liegt bei ca. 48.5 Hz, dessen Größenordnung mit der Angabe der ersten Eigenform im Bereich von 42 Hz von Maurice [Mau00] übereinstimmt. Die exakte Lage der Eigenform hängt naturgemäß von den strukturmechanischen Eigenschaften des jeweiligen Reifens ab. Außerdem zeigt sich ein lokales Maximum im Bereich von 10.8 Hz, welches exakt der Raddrehfrequenz bei dem Versuch bei 80 kmh^{-1} entspricht. Somit ist davon auszugehen, dass sich ebenfalls Ungleichförmigkeiten des Reifens in Umfangsrichtung in der gemessenen Lateralkraft wiederfinden.

5.5.2. EINFLUSS DER BESCHAFFENHEIT DER FAHRBAHNOBERFLÄCHE AUF REIBGRÖSSEN

In diesem Abschnitt wird die Abhängigkeit von Reibgrößen von mikro- und makrostrukturellen Eigenschaften der Fahrbahnoberfläche untersucht. Abbildung 5.11 zeigt für die untersuchte Stichprobe unterschiedlicher Reifen eine Übersicht der bezogenen Reibungskoeffizienten in longitudinaler und lateraler Richtung. Hierzu wird der auf der artifiziellen Oberfläche des Flachbahnprüfstandes ermittelte Wert auf den auf einer trockenen, realen Fahrbahnoberfläche ermittelten Wert bezogen. Ein Wert $\frac{\mu_f}{\mu_t} > 1$ bedeutet, dass der bezogene Reibungskoeffizient auf dem Flachbahnprüfstand über dem auf der realen Fahrbahnoberfläche liegt. Zunächst zeigt sich, dass der bezogene Reibungskoeffizient durchschnittlich in beiden Richtungen für den Flachbahnprüfstand größer ist. Der Unterschied nimmt jedoch mit zunehmender Vertikalkraft ab und ist in lateraler Richtung geringer ausgeprägt als in longitudinaler Richtung. Es gilt zu beachten, dass aufgrund von Prüfstandeseinschränkungen eine Vermessung der Longitudinalkraft bei $F_z > 5000 \text{ N}$ bei den untersuchten Reifen nicht möglich ist. Außerdem fällt auf, dass die Spreizung der Unterschiede für die untersuchten Reifen sehr groß ist. Der maximale Quotient beträgt in longitudinaler Richtung 1.24, während das Minimum in lateraler Richtung 0.99 beträgt. In Abschnitt 5.5.2 wird das Verhalten in longitudinaler, respektive in Abschnitt 5.5.2 in lateraler Richtung näher analysiert. In den folgenden Abschnitten werden die Kraftcharakteristika der Übersichtlichkeit halber nur in gefilterter Form dargestellt. An der Stelle gilt die Analyse den bezogenen Reibungskoeffizienten und nicht den auftretenden Stick-Slip Schwingungen, welche in Unterabschnitt 5.5.1 analysiert wurden.

LONGITUDINALE REIBGRÖSSEN

In Abbildung 5.12 ist die auf dem Flachbahnprüfstand und einer realen Fahrbahnoberfläche ermittelte Longitudinalkraftcharakteristik für zwei untersuchte Reifen dargestellt. Ersichtlich ist zunächst, dass bei dem in Abbildung 5.12(a) dargestellten Reifen der bezogene longitudinale Reibungskoeffizient auf der artifiziellen Fahrbahnoberfläche des Flachbahnprüfstandes erheblich höher ist, als auf der realen Fahrbahn. Diese Erkenntnis trifft auf alle in Abbildung 5.12(b) dargestellte Vertikalkräfte zu. Ebenfalls erkennbar ist, dass der bezogene longitudinale Reibungskoeffizient auf Prüfstrecke I eine vernachlässigbar geringe Abhängigkeit von der Vertikalkraft aufweist und somit als unabhängig von der Vertikalkraft betrachtet werden kann. Des Weiteren ist in Abbildung 5.12(c) und Abbildung 5.12(d) ersichtlich, dass sich für diesen Reifen nur ein geringer Unterschied zwischen den auf beiden Prüfständen ermittelten bezogenen longitudinalen Reibungskoeffizienten einstellt. In Übereinstimmung mit der Übersichtsdarstellung in Abbildung 5.11(a) und den Ausführungen in Unterabschnitt 2.1.5 existiert somit kein systematischer Unterschied zwischen den beiden Prüfständen in Bezug auf Reibgrößen, sondern der Unterschied ist reifenspezifisch. Vielmehr noch, lässt sich hieraus ableiten, dass der bezogene longitudinale Reibungskoeffizient, welcher maßgeblich für den Bremsweg eines Kraftfahrzeuges ist, nur bei korrekter Paarung des Reifens zur Fahrbahnoberfläche betragsmäßig korrekt ermittelt werden kann. Im späteren Verlauf

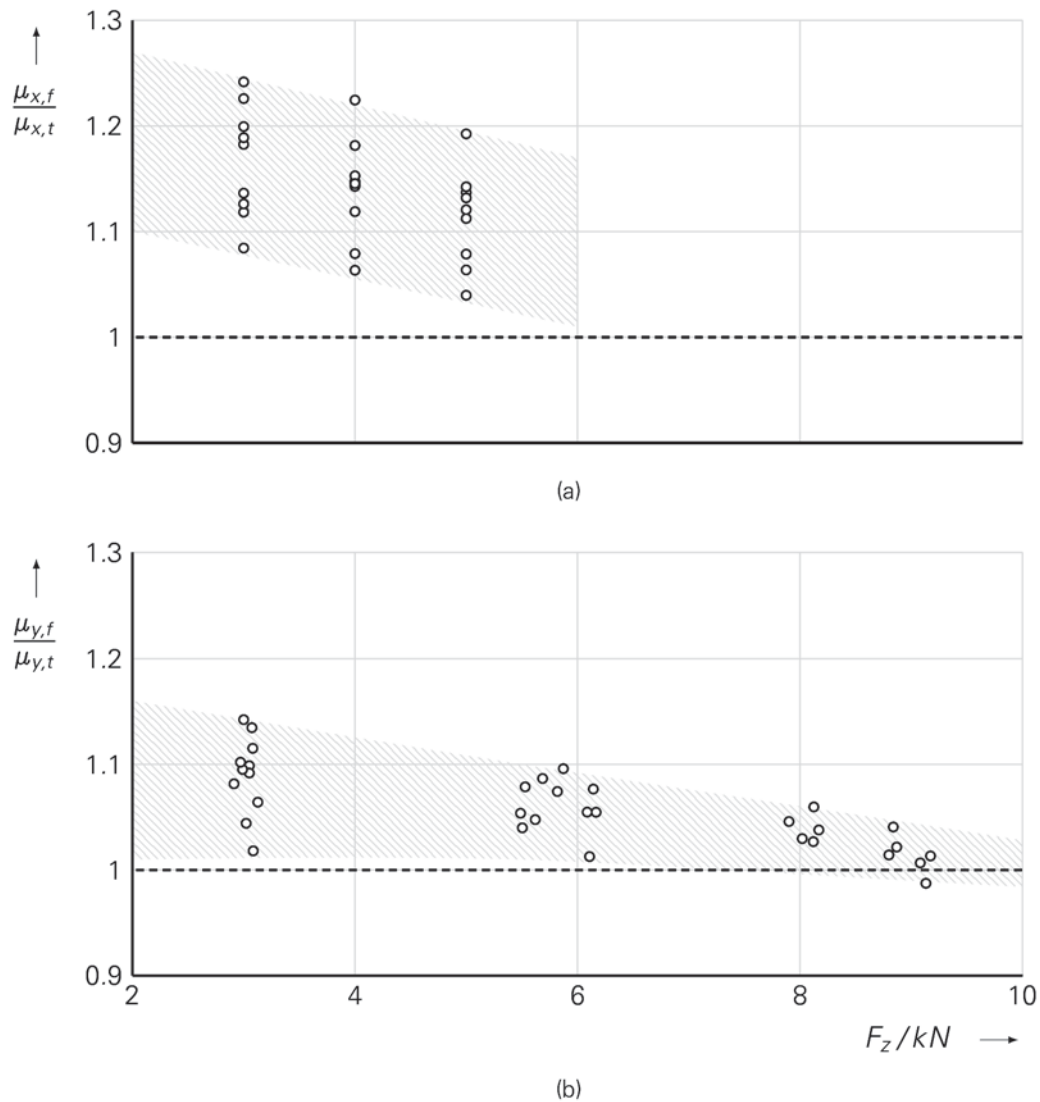


Abbildung 5.11.: Darstellung des Quotienten des (a) bezogenen longitudinalen Reibungskoeffizienten auf der Schleifpapieroberfläche des Flachbahnprüfstandes $\mu_{x,f}$ über dem mithilfe eines Anhängerprüfstandes auf einer trockenen Fahrbahnoberfläche ermittelten $\mu_{x,t}$ in Abhängigkeit der Vertikalkraft und analog in (b) des bezogenen lateralen Reibungskoeffizienten

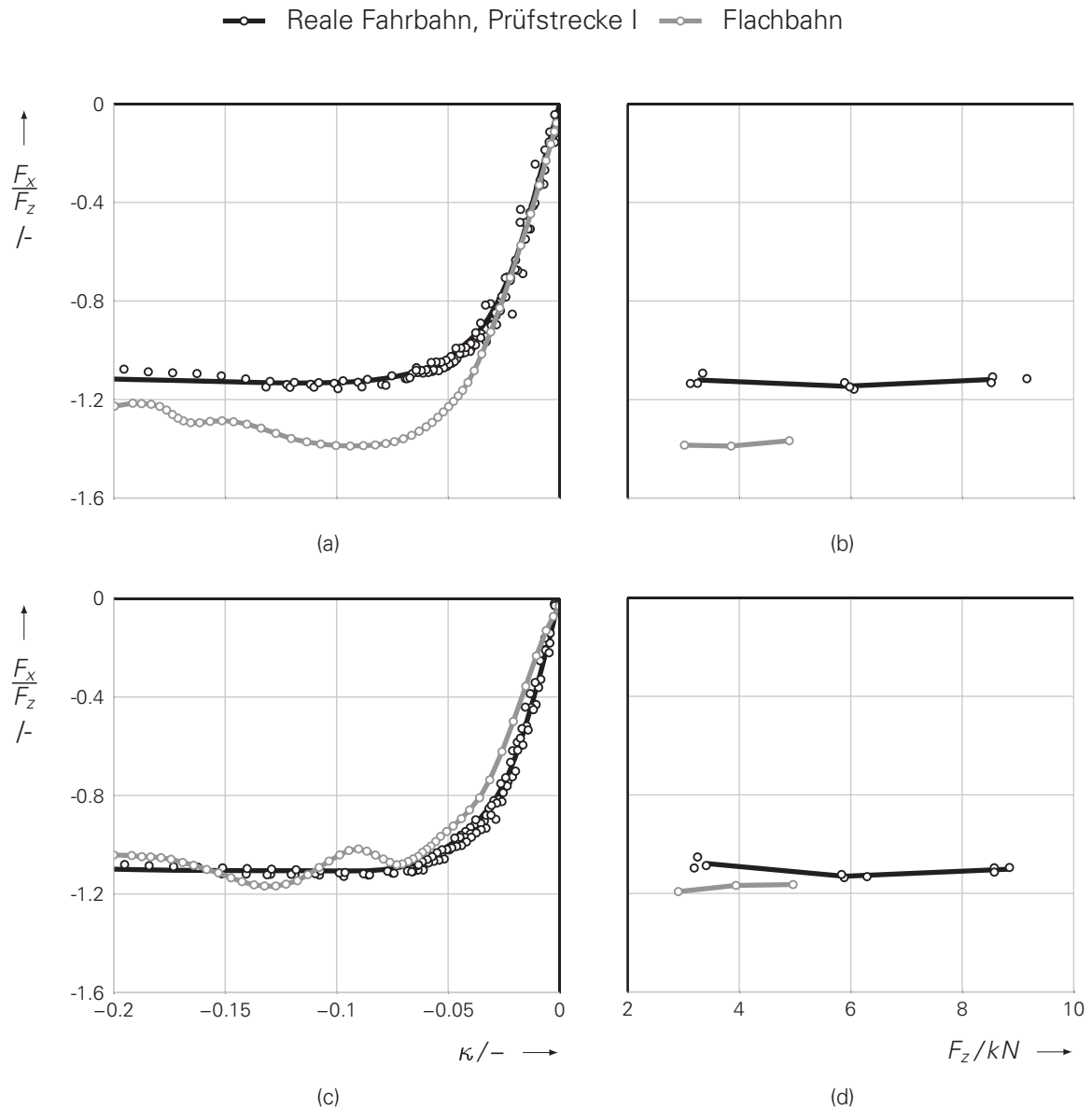


Abbildung 5.12.: Darstellung der normierten Longitudinalkraftcharakteristik für zwei ausgewählte Reifen. (a) zeigt den Quotienten der Longitudinalkraft F_x über der Vertikalkraft F_z für Sommerreifen A in Abhängigkeit des Umfangsschlupfes auf der Schleifpapieroberfläche des Flachbahnprüfstandes und der realen Fahrbahnoberfläche (Prüfstrecke I) bei annähernd konstanter Vertikalkraft und (b) dessen Maximalwert in Abhängigkeit der Vertikalkraft. (c) und (d) zeigen die gleichen Größen für Reifen B.



werden in Abschnitt 7.3 auf beiden Prüfständen identifizierte bezogene longitudinale Reibungskoeffizienten dem Bremsweg eines mit diesen Reifen ausgestatteten Kraftfahrzeuges gegenübergestellt.

LATERALE REIBGRÖSSEN

Nachdem im vorangegangenen Abschnitt der Einfluss der Fahrbahnbeschaffenheit auf longitudinale Reibgrößen experimentell untersucht und dargelegt wurde, werden in diesem Abschnitt die lateralen Reibgrößen untersucht. Abbildung 5.13 zeigt die Lateralkraftcharakteristik über dem Schräglaufwinkel, sowie über der Vertikalkraft für die gleichen beiden Reifen, wie zuvor in Abbildung 5.12. Ersichtlich ist, dass während Reifen A auf dem Flachbahnprüfstand noch einen deutlich höheren bezogenen lateralen Reibungskoeffizienten aufweist, dies auf der realen Fahrbahnoberfläche von Prüfstrecke I (vgl. Unterabschnitt 5.3.3) auf Reifen B zutrifft. Darüber hinaus ist der Unterschied zwischen dem Ergebnis auf dem Flachbahnprüfstand und der realen Fahrbahn für Reifen B nur sehr gering, während dieser für Reifen A bis zu 10% beträgt. Es fällt auf, dass insbesondere bei Reifen A die Abnahme der Lateralkraft bei großen Schräglaufwinkeln gegenüber dem Maximum deutlich stärker ausgeprägt ist auf der artifiziellen Oberfläche des Flachbahnprüfstandes. Es wird angenommen, dass dieses Phänomen daher stammt, dass die Schleifpapieroberfläche das visko-elastische Reifenoberflächenmaterial mit einem deutlich begrenzteren Frequenzspektrum anregt im Vergleich zur realen Fahrbahnoberfläche (vgl. Abbildung 5.8). Das breitere Anregungsspektrum der realen Fahrbahn, welcher insbesondere bei niedrigen Frequenzen eine stärkere Ausprägung hat, führt bei großen Schräglaufwinkeln zu einer vorteilhaften visko-elastischen Materialantwort. Auf diesen Einfluss wurde bereits in Angrick u. a. [AvP14] näher eingegangen.

5.5.3. EINFLUSS VON ZWISCHENMEDIEN AUF REIBGRÖSSEN

Dass Zwischenmedien die Kraftübertragung zwischen Reifen und Fahrbahn entscheidend beeinflussen, ist aus der Literatur bereits hinlänglich bekannt. Mithilfe der im Rahmen dieser Arbeit entwickelten Methoden ist es jedoch möglich, den Reifen unter vergleichbaren, repräsentativen Bedingungen sowohl auf trockener Fahrbahn, als auf der gleichen Fahrbahn bei einer definierten Wasserfilmhöhe zu charakterisieren. Zu diesem Zweck werden die in Tabelle 5.2 genannten Reifen auf dem Anhängerprüfstand neben auf trockener Fahrbahn, ebenfalls auf der gleichen Fahrbahnoberfläche bei einer annähernd stationären Wasserfilmhöhe von 1.5 mm vermessen. Die Tatsache, dass beide Messungen prozessintegriert auf dem gleichen Prüfstand und der gleichen Fahrbahn erfolgen, erlaubt direkte Rückschlüsse auf den Einfluss des Zwischenmediums auf Reibgrößen. Die Wasserfilmhöhe von 1.5 mm gewährleistet eine makroskopisch durchgängige Benetzung der Fahrbahnerhebungen (vgl. Unterabschnitt 5.5.2), befindet sich jedoch deutlich unterhalb der Aufschwimmhöhe neuer, profilierter Straßenreifen, [Her08].

In Abbildung 5.14 ist eine Übersicht der in longitudinaler und lateraler Richtung bezogenen Reibungskoeffizienten auf benässter Fahrbahn, im Vergleich zur trockenen Fahrbahn dargestellt. Ebenso wie bereits beim zuvor diskutierten Einfluss der Fahrbahnoberfläche zeigt sich kein eindeutiger Einfluss. Wenngleich der bezogene Reibungskoeffizient in longitudinaler Richtung bei allen untersuchten Reifen auf nasser Fahrbahn geringer ist als auf trockener Fahrbahn, so sind die Unterschiede zwischen den einzelnen Reifen beträchtlich. In lateraler Richtung ist sogar der deutliche Trend erkennbar, dass mit zunehmender Vertikalkraft der Unterschied zwischen dem bezogenen Reibungskoeffizienten auf nasser und trockener Fahrbahn immer weiter abnimmt. Bei einigen Reifen treten bei hohen Vertikalkräften sogar höhere Reibungskoeffizienten auf nasser Fahrbahn auf. Auch hier ist der Unterschied der Reaktion einzelner Reifen auf die benässte Fahrbahnoberfläche stark unterschiedlich. In

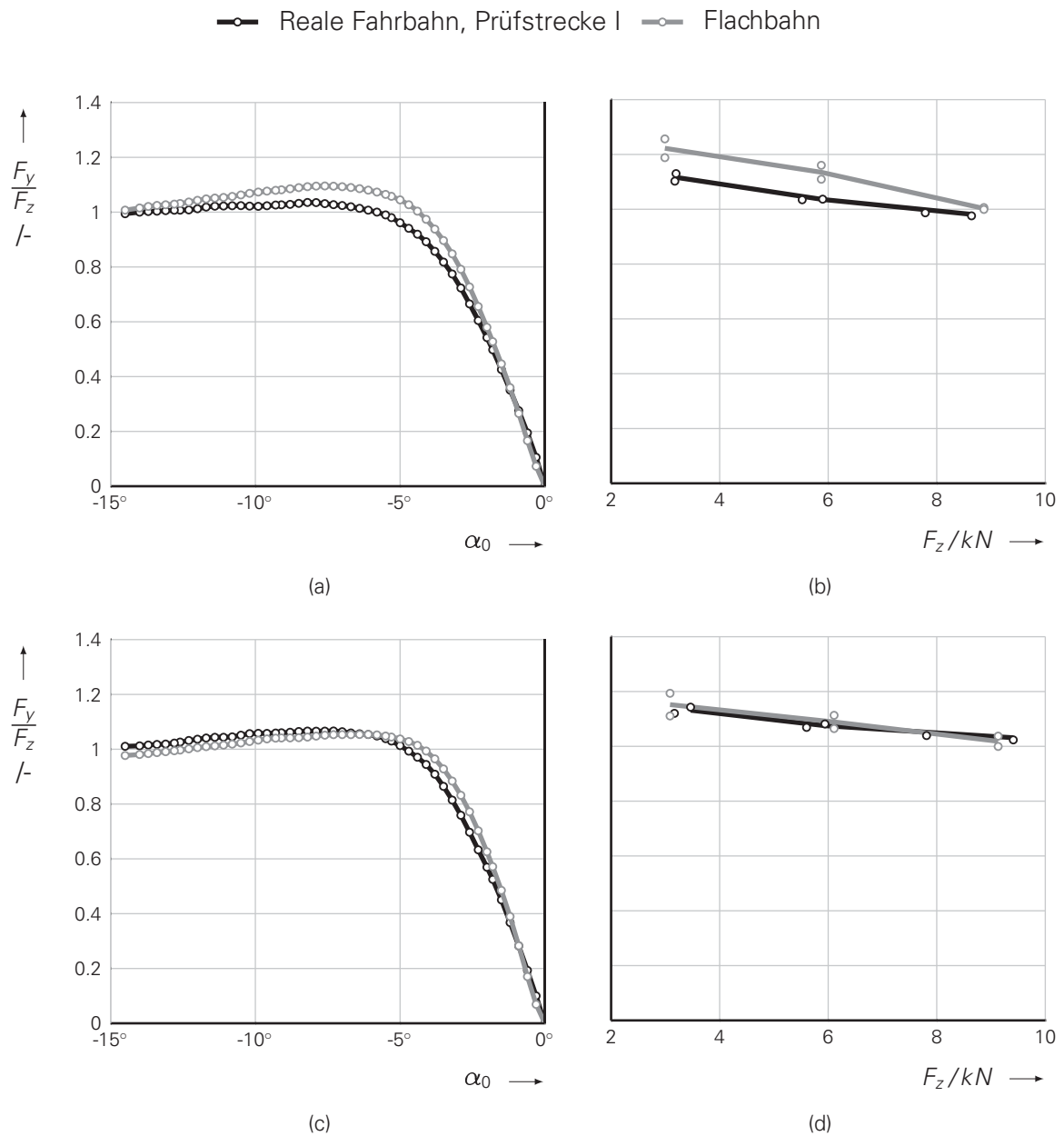


Abbildung 5.13.: Darstellung der normierten Lateralkraftcharakteristik für zwei ausgewählte Reifen. (a) zeigt den Quotienten der Lateralkraft F_y über der Vertikalkraft F_z für Reifen A in Abhängigkeit des Schräglaufwinkels auf der Schleifpapieroberfläche des Flachbahnprüfstandes und der realen Fahrbahnoberfläche (Prüfstrecke I) bei annähernd konstanter Vertikalkraft und (b) dessen Maximalwert in Abhängigkeit der Vertikalkraft. (c) und (d) zeigen die gleichen Größen für Reifen B.

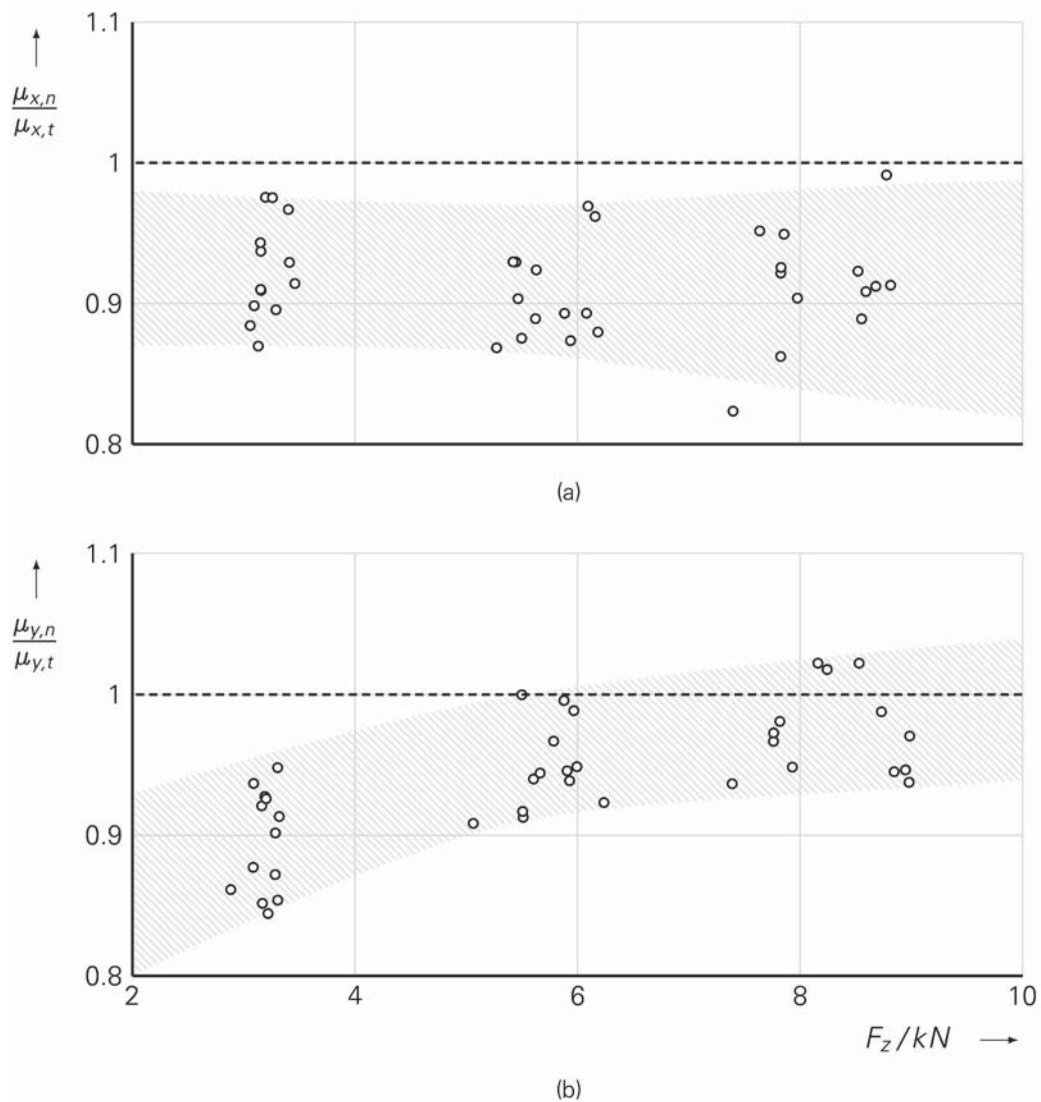


Abbildung 5.14.: Darstellung des Quotientes des (a) bezogenen longitudinalen Reibungskoeffizienten bei benässter Fahrbahnoberfläche und Wasserfilmhöhe 1.5 mm $\mu_{x,n}$ über dem auf gleicher, trockener Fahrbahnoberfläche $\mu_{x,t}$ und (b) analog für den bezogenen lateralen Reibungskoeffizienten



Abschnitt 5.5.3 und Abschnitt 5.5.3 wird näher auf den jeweiligen Einfluss des Zwischenmediums auf longitudinalen und lateralen Reibgrößen eingegangen.

LONGITUDINALE REIBGRÖSSEN

Der bezogene longitudinale Reibungskoeffizient μ_x sinkt vom trockenen Zustand zum Zustand mit 1.5 mm Wasserfilmhöhe beträchtlich ab. Das Verhalten ist für zwei ausgewählte Reifen in Abbildung 5.15 dargestellt, wobei sich bei Reifen A innerhalb der Stichprobe an untersuchten Reifen der größte Unterschied zwischen trockener und benässter Fahrbahn und bei Reifen B der geringste Unterschied einstellt. Bei allen Reifen lässt sich ein deutlicher Anstieg der Umfangschlupfsteifigkeit erkennen, welcher auf unterschiedliche Temperaturkonditionierung und entsprechende temperaturbedingte Zunahme des Schubmoduls des Reifenoberflächenmaterials zurückzuführen ist (vgl. Unterabschnitt 2.1.4 und Unterabschnitt 4.1.1). Die Unterschiede in der Temperaturkonditionierung stammen daher, dass das kältere Zwischenmedium zu einer Vergrößerung der Wärmeleitung und dementsprechend zu einer Temperaturabnahme des Reifens führt. Zur Erreichung einer homogenen Temperatur wurde die Konditionierungstemperatur niedriger gewählt als bei den Messungen auf trockener Fahrbahn. Der temperaturbedingte Anstieg des Schubmoduls führt außerdem dazu, dass bereits bei geringerem Umfangschlupf die maximale Schubspannung erreicht wird, welche darüber hinaus aufgrund des Zwischenmediums und der dadurch auftretenden Versiegelung von Teilen des Oberflächenrauheitspektrum geringer ausfällt. Diese Versiegelung führt zu einer Verringerung der Adhäsion, der adhäsionsbedingten Hysterese und ebenfalls zu einer geringfügigen Abnahme der Hysterese-Anregung. Für die Abnahme des longitudinalen Reibungskoeffizienten ist dieser Effekt maßgeblich und es ist anzunehmen, dass dieser Effekt im Vergleich zum Temperatureinfluss auf das visko-elastische Materialverhalten quantitativ größer ausfällt. Wenngleich eine berührungslose Vermessung der Materialtemperatur während der Versuche auf benässter Oberfläche nicht möglich ist, so ist doch davon auszugehen, dass Unterschiede in Reifentemperatur auch im Bereich des Maximums hauptsächlich in der unterschiedlichen Konditionierungstemperatur und weniger in der Wärmeübertragung an das Zwischenmedium begründet sind. Demzufolge sind diese eher gering und im Bereich von 10°C bis 20°C anzunehmen, welches das visko-elastische Materialverhalten nur geringfügig beeinflusst. Die Tatsache, dass das Verhältnis zwischen den longitudinalen Reibungskoeffizienten auf trockener und benässter Fahrbahn praktisch unabhängig von der Vertikalkraft ist, unterstützt diese These.

LATERALE REIBGRÖSSEN

Im Vergleich zum Verhalten in longitudinaler Richtung lässt sich der Unterschied zwischen trockener und benässter Fahrbahn in Bezug auf den bezogenen Reibungskoeffizienten in lateraler Richtung nur deutlich geringfügiger feststellen. In Analogie zur Umfangschlupfsteifigkeit steigt die Schräglaufsteifigkeit auf benässter Fahrbahn ebenfalls an, was im Anstieg des komplexen Schubmoduls bei Abnahme der Materialtemperatur begründet ist. Der Unterschied in der maximal übertragbaren Kraft wird allerdings nur bei geringen Vertikalkräften wahrgenommen, während sich der bezogene laterale Reibungskoeffizient im trockenen und nassen Zustand bei hohen Vertikalkräften annähern. Bei einzelnen Reifen werden sogar höhere bezogene laterale Reibungskoeffizienten auf nassem Untergrund gemessen. In lateraler Richtung führt die Benetzung der Fahrbanoberfläche mit dem Zwischenmedium ebenso wie in longitudinaler Richtung zu einer Versiegelung von Teilen der Oberflächenrauheit, welches zu einer Reduktion vornehmlich der adhäsionsbezogenen Reibungsphänomene führt. Im Gegensatz zur longitudinalen Richtung jedoch erscheint die Wärmeübertragung zwischen Reifenmaterial und Zwischenmedium in lateraler Richtung vorteilhaft für das visko-elastische Verhalten des Reifenmaterials. Besonders bei hohen Vertikalkräften werden auf trockener Fahrbahn sehr

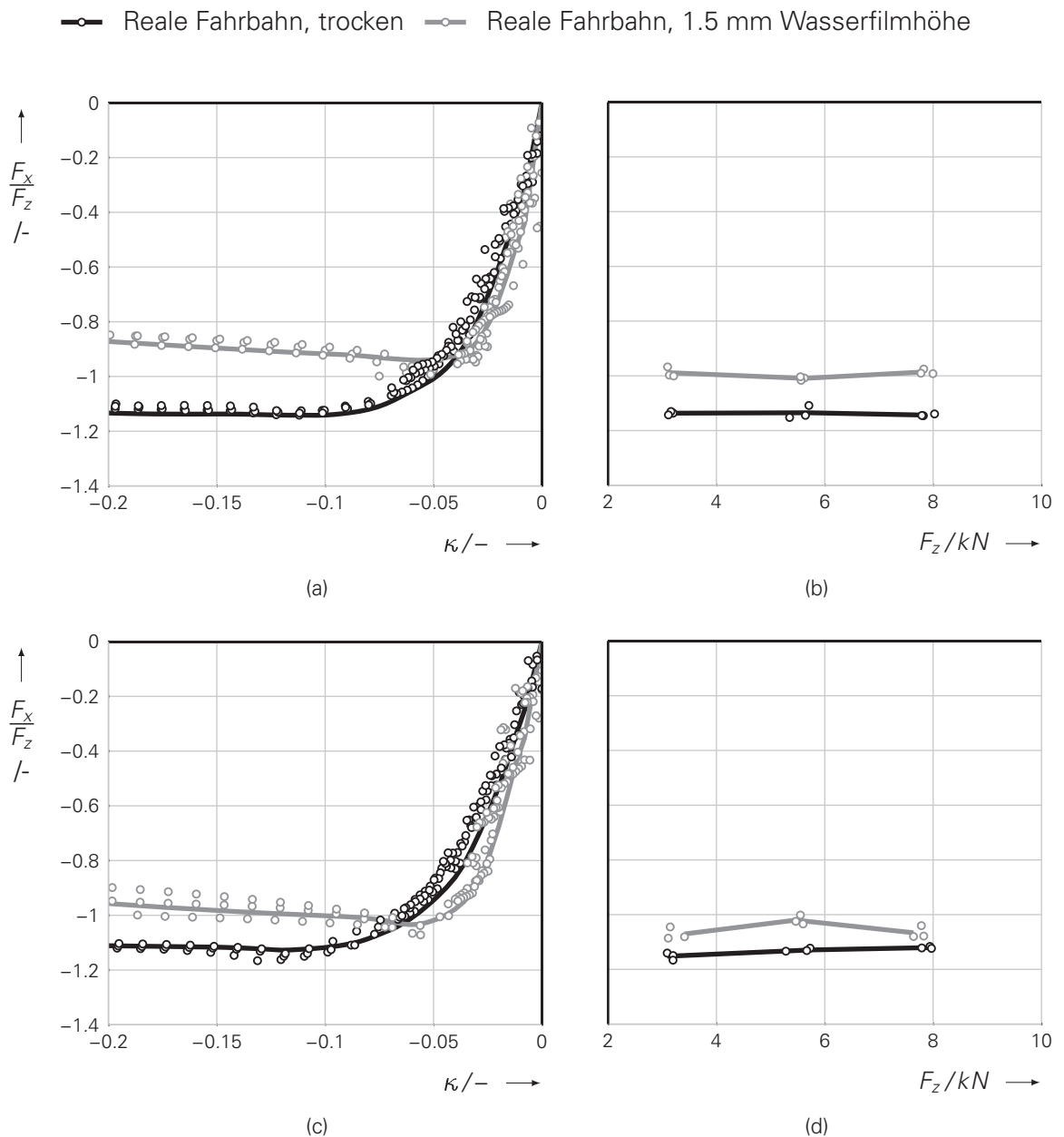


Abbildung 5.15.: Darstellung der normierten Longitudinalkraftcharakteristik für zwei ausgewählte Reifen. (a) zeigt den Quotienten der Longitudinalkraft F_x über der Vertikalkraft F_z für Reifen A in Abhängigkeit des Umfangschlupfes für jeweils die trockene und mit 1.5 mm Wasserfilm benässte reale Fahrbahnoberfläche bei annähernd konstanter Vertikalkraft und (b) der bezogene longitudinale Reibungskoeffizient in Abhängigkeit der Vertikalkraft. (c) und (d) zeigen die gleichen Größen für Reifen B.

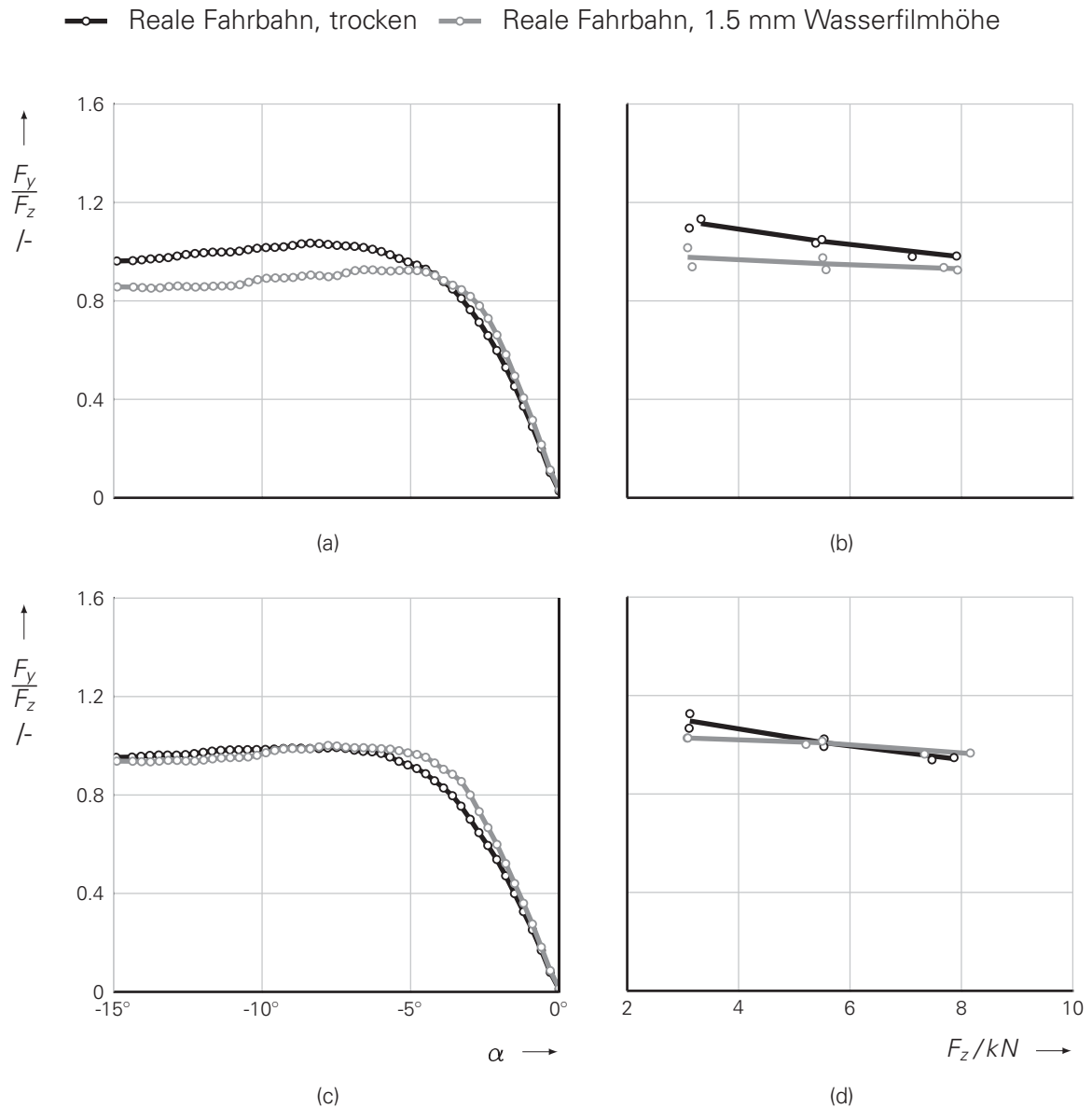


Abbildung 5.16.: Darstellung der normierten Lateralkraftcharakteristik für zwei ausgewählte Reifen. (a) zeigt den Quotienten der Lateralkraft F_y über der Vertikalkraft F_z für Reifen A in Abhängigkeit des Schräglaufwinkels für jeweils die trockene und mit 1.5 mm Wasserfilm benässte reale Fahrbahnoberfläche bei annähernd konstanter Vertikalkraft und (b) der bezogene laterale Reibungskoeffizient in Abhängigkeit der Vertikalkraft. (c) und (d) zeigen die gleichen Größen für Reifen B.



hohe Oberflächentemperaturen von bis zu 150°C erreicht, bei denen der Verlustfaktor sich gemäß den Ausführungen von Persson u. a. [Per05a] erheblich oberhalb des optimalen Arbeitspunktes befindet. Eine Temperaturreduktion, in dem Fall bedingt durch die Wärmeübertragung an das Zwischenmedium, beeinflusst die hysteresesebezogenen Reibungsphänomene demnach positiv. Im Vergleich zum Verlauf des bezogenen lateralen Reibungskoeffizienten über der Vertikalkraft fällt bei beiden dargestellten Reifen in Abbildung 5.16 auf, dass das bei Trockenheit noch beobachtete degressive Verhalten kaum in Erscheinung tritt. Diese Beobachtung unterstützt die These, dass die Vertikalkraftabhängigkeit des bezogenen lateralen Reibungskoeffizienten maßgeblich von der Oberflächentemperatur und nicht direkt von der Vertikalkraft selber bestimmt wird.

5.6. DISKUSSION

Der in diesem Kapitel beschriebene Ansatz zur Modellierung des partiellen Haft- und Gleitbereiches ist in der Lage insbesondere die Lateralkraft bis in den Bereich großer Schräglaufwinkel zu beschreiben. Die Limitation des Ansatzes, sowie der aus der Literatur bekannte Ansatzes der Skalierung von Reibgrößen, wird im Folgenden diskutiert.

LIMITATIONEN DER MECHANISCH-ANALYTISCHEN MODELLIERUNG IM PARTIELLEN HAFT- UND GLEITZUSTAND

Die Schubspannung, welche im Bereich des gleitenden Teils der Kontaktfläche auftritt, wird ausschließlich vom Gleitreibungskoeffizient μ_G bedingt. Das Rückstellmoment kann nur negativ werden, wenn der Haftreibungskoeffizient mindestens zweimal so groß wie der Gleitreibungskoeffizient ist oder der Gleitreibungskoeffizient über der Kontaktlänge variabel ist. Vor dem Hintergrund der Temperaturabhängigkeit des Reibungskoeffizienten ist hauptsächlich der veränderliche Gleitreibungskoeffizient als Ursache für das bei gängigen Reifen beobachtete Verhalten des Rückstellmomentes annehmbar, explizit nachgewiesen werden konnte der Zusammenhang im Rahmen dieser Arbeit jedoch nicht. Eine weitere potenzielle Begründung besteht darin, dass die tatsächliche Kontaktdruckverteilung, insbesondere beim mit hoher Geschwindigkeit abrollenden Reifen, signifikant von der in diesem Kapitel angenommenen homogenen Kontaktdruckverteilung abweicht. So deutet Belkin u. a. [Bel00] an, dass der Kontaktdruck am schnell abrollenden Reifen beim Austritt aus der Kontaktfläche beträchtlich geringer ist, als beim Eintritt. Hierdurch wäre die abstützbare Schubspannung im hinteren Teil der Kontaktfläche gemäß Gleichung 5.22 geringer, welches nach Gleichung 5.24 zu einem negativen Vorzeichen des Rückstellmomentes führen kann.

Des Weiteren stellt besonders die beschriebene Approximation der Temperaturabhängigkeit des Gleitreibungskoeffizienten eine Limitation des Modellansatzes an, sobald die Anwendung des Modells von der in dieser Arbeit beschriebenen Anwendung abweicht. Dies gilt insbesondere für die Beschreibung des Reifenverhaltens während großer thermischer Beanspruchung, wie sie bspw. während des Rennsporteinsatzes auftritt. In diesem Anwendungsfall ist eine explizite Abbildung der Temperaturabhängigkeit der Kraftübertragung zwischen Reifen und Fahrbahn unumgänglich. Dieser Umstand bedingt jedoch ebenfalls eine Identifikation der Reifencharakteristika bei unterschiedlichen Temperaturen.

SKALIERUNG VON REIBGRÖSSEN

Die Tatsache, dass sich der Quotient des Reibungskoeffizienten auf der Schleifpapieroberfläche über dem auf der realen Fahrbahnoberfläche mit der Vertikalkraft stark ändert (vgl. Abbildung 5.11), ist ein weiterer Beleg dafür, dass die Skalierung von gemessenen Reifeigenschaften zwischen verschiedenen Prüfständen nicht zweckmäßig ist. Erstens müsste



diese Skalierung, aufgrund der -wie auch Hüsemann [Hüs11] feststellt- für jeden Reifen verschiedenen Reibwertskalierungsfunktion, reifenspezifisch erfolgen. Zweitens ließe sich aufgrund der Tatsache, dass die Reibungsphänomene insbesondere in Bezug auf Hysteresereibung mit steigender Vertikalkraft zunehmend von unmittelbaren und mittelbaren Temperatureffekten bedingt werden, die Skalierungsfunktion nur korrekt bei entsprechender Temperaturkonditionierung bestimmen. Dieser Umstand schließt einen Ansatz nach Hüsemann praktisch aus. Darüber hinaus garantiert die direkte Vermessung von Reibgrößen auf der realen Fahrbahn sowohl eine höhere Abbildungsgüte, als eine größere Durchgängigkeit im Identifikationsprozess.

5.7. ZUSAMMENFASSUNG

In diesem Kapitel wird der zuvor in Kapitel 4 hergeleitete Ansatz zur Beschreibung der Kraftübertragung zwischen Reifen und Fahrbahn um den partiellen Haft- und Gleitzustand erweitert. Zu diesem Zweck wurde in Abschnitt 5.1 zunächst ein Reibungsgesetz abgeleitet, in dem die Reifenoberflächentemperatur implizit, sowie die Gleitgeschwindigkeit zwischen Reifen- und Fahrbahnoberflächenmaterial explizit berücksichtigt werden. Das Reibungsgesetz setzt auf Ansätze aus der Literatur, insbesondere von Savkoor [Sav66], auf und zeichnet sich durch eine begrenzte Zahl von erforderlichen Parametern aus. Anschließend wurde dieses Reibungsgesetz in Abschnitt 5.2 zur Begrenzung der kinematischen Schubspannungen in der Kontaktfläche verwendet. Insbesondere in longitudinaler Richtung gilt es zur korrekten Beschreibung der Schubspannungen und des Gleitbeginns innerhalb der Kontaktfläche, die Veränderung der Kontaktdruckverteilung unter Kraftbeanspruchung durch Nachgiebigkeit des Reifenaufbaus zu berücksichtigen. In lateraler Richtung wurde, in Analogie zu Abschnitt 4.1, ein System linearer Gleichungen gefunden, welches durch Auflösen Ausdrücke für die Lateralkraft und das Rückstellmoment im partiellen Haft- und Gleitzustand ergibt.

In Abschnitt 5.3 wurden Prüfmethoden für Reibgrößen abgeleitet. Entscheidend für die der Anwendung auf realen Fahrbahnen entsprechenden Identifikation von Reibgrößen ist dabei die Paarung des Reifens mit der Fahrbahnoberfläche. Auf Basis einer Analyse verschiedener Fahrbahnoberflächen wird der Anhängerprüfstand als derzeit einziges Prüfstandkonzept ausgewählt, welches die Vermessung von Reibgrößen auf einer hinsichtlich Rauheitseigenschaften vergleichbaren Prüfstrecke erlaubt. Die Präzision der Methode wurde in Abschnitt 5.4 für eine signifikante Stichprobe von unterschiedlichen Reifen untersucht. Insbesondere durch Berücksichtigung der in Unterabschnitt 4.3.1 beschriebenen Konditionierungsverfahren wird eine Präzision erreicht, welche trotz veränderlicher Umgebungsbedingungen, der unter Laborbedingungen entspricht. In Abschnitt 5.5 wurde der Einfluss maßgeblicher extrinsischer Einflussfaktoren auf Reibgrößen experimentell untersucht. Auf Basis der in dieser Arbeit untersuchten Stichprobe unterschiedlicher Reifen wurde dargelegt, dass weder eine Verallgemeinerung des Einflusses der Fahrbahnoberflächenbeschaffenheit, noch des Einflusses von Zwischenmedien auf longitudinale und laterale Reibgrößen zulässig ist. Für den Einfluss der Fahrbahnoberfläche gilt diese Erkenntnis insbesondere dann, wenn sich die Fahrbahnoberflächen hinsichtlich der Rauheitseigenschaften strukturell unterscheiden. Der Einfluss von Zwischenmedien stellte sich in longitudinaler und lateraler Richtung unterschiedlich dar. Während in longitudinaler Richtung bei allen untersuchten Reifen eine Abnahme des bezogenen Reibungskoeffizienten erfolgte, so stellte sich dieser Zusammenhang in lateraler Richtung nur im Bereich niedriger Vertikalkräfte heraus. Bei hohen Vertikalkräften, bei denen auf trockener Fahrbahn sehr hohe Kontakttemperaturen auftreten, glichen sich der bezogene Reibungskoeffizient in lateraler Richtung bei trockener und benässter Fahrbahn an. Die Analyse der Reibungsphänomene legt den Schluss nahe, dass bei hohen Vertikalkräften die Wärmeabfuhr durch das Zwischenmedium eine erfolgreiche Kühlung des Reifenoberflächenmaterials zulässt. Mutmaßlich wird der nachteilige Einfluss von Zwischenmedien, welcher

darin besteht, dass Teile des Rauheitsprofils der Fahrbahnoberfläche verschlossen werden, hierdurch teilweise bis vollständig kompensiert.

Im folgenden Kapitel 6 werden die Erkenntnisse aus Kapitel 4 und Kapitel 5 zusammengeführt. Zielstellung ist hierbei die Synthese von Struktur- und Reibgrößen zu einer vollständigen Beschreibung der Kraftübertragung von Reifen unter den in Abschnitt 3.2 beschriebenen, der Anwendung entsprechenden Bedingungen.





6. EIGENSCHAFTSYNTHESE MITTELS MECHANISCH-ANALYTISCHER MODELLIERUNG



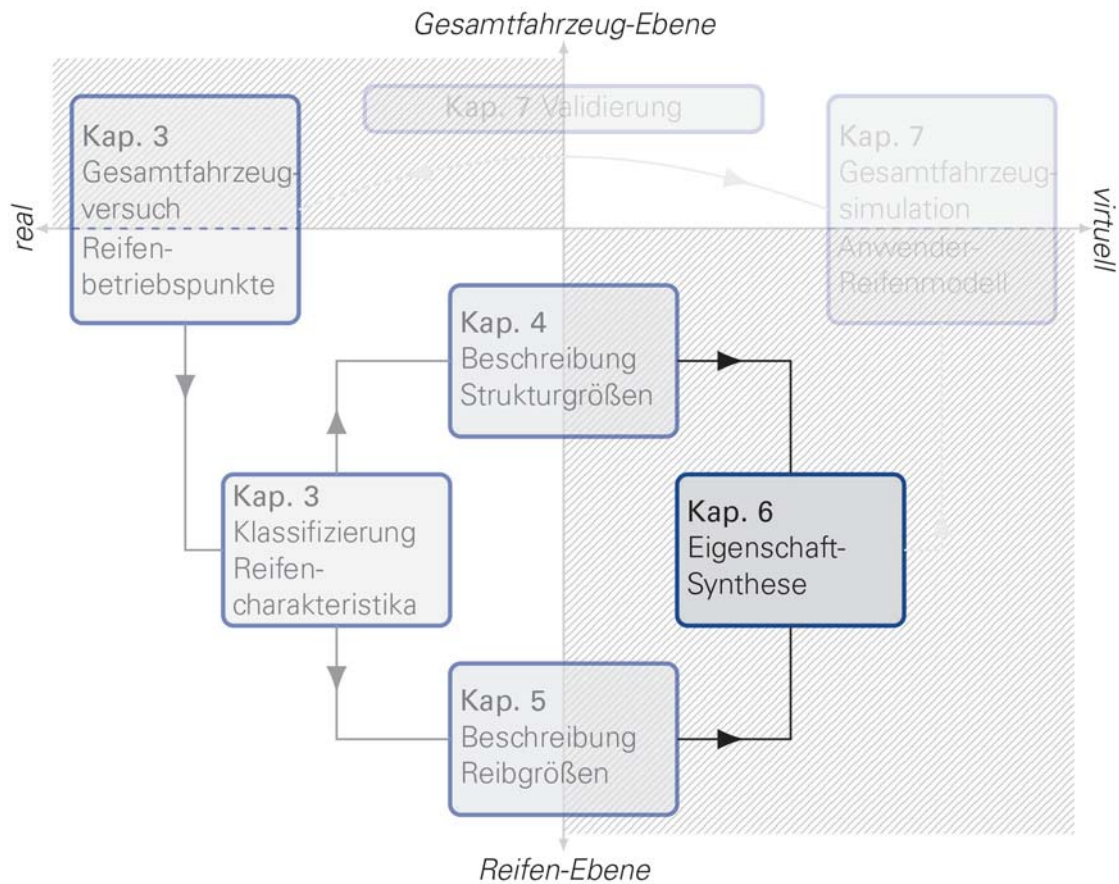


Abbildung 6.1.: Einordnung von Kapitel 6 in die Struktur der Arbeit

In den vorangegangenen beiden Abschnitten wurden eine mechanisch-analytische Herleitung von Struktur- und Reibgrößen beschrieben. Des Weiteren wurden Prüfmethoden weiterentwickelt und die Analyse der Abhängigkeiten dieser Größen von verschiedenen Randbedingungen experimentell untersucht und auf Basis der erfolgten Herleitungen diskutiert. Zur Gewährleistung einer vollständigen Beschreibung des Reifenverhaltens und der praktischen Anwendbarkeit der Ergebnisse, erfordert die unabhängige Identifikation von Struktur- und Reibgrößen nun eine zweckmäßige Synthese im Sinne der in Kapitel 3 dargestellten Vorgehensweise. Wichtig ist das Verständnis, dass die in diesem Abschnitt beschriebene Modellierung keine Anwendermodellierung darstellt, sondern in erster Linie der Eigenschaftssynthese innerhalb der Verarbeitung von experimentellen Daten dient. Im folgenden Abschnitt 6.1 werden zunächst der Modellaufbau des Synthesemodells und der Parameterraum beschrieben. Anschließend wird in Abschnitt 6.2 die Vorgehensweise zur Identifikation der Parameter des Synthesemodells erläutert. In Abschnitt 6.3 werden schließlich die Ergebnisse des Synthesemodells den experimentellen Eingangsdaten, sowie dem Stand der Technik gegenübergestellt. Abgerundet wird das Kapitel mit einer Diskussion der Erkenntnisse in Abschnitt 6.4. Kapitel 6 ist in Abbildung 6.1 in die Struktur der Arbeit eingeordnet.

6.1. MODELLAUFBAU UND PARAMETERRAUM

Das Synthesemodell hat den gleichen hierarchischen Aufbau, wie bereits Abschnitt 5.2 im Vergleich zu Abschnitt 4.1. Dieser Umstand hat zur Folge, dass die Unabhängigkeit zwischen struktur- und reibungsbezogenen Parametern im Synthesemodell gleichermaßen gegeben

**Tabelle 6.1.:** Parameterdefinition des mechanisch-analytischen Reifenmodells

	Größe	Symbol	Einheit
Geom.-Parameter	Kontaktbreite	b_K	m
	Kontaktlänge	l_K	m
	Reifengürtelbreite	B_N	m
	Reifengürtelhöhe	h_B	m
	Profilhöhe ab Profilgrund	h	m
Strukt.-Parameter	Komplexer Schubmodul des Reifenoberflächenmaterials	G^*	Nm ⁻²
	Elastizitätsmodul des Reifenaufbaus	E_B	Nm ⁻²
	Laterale Steifigkeit des Reifenaufbaus	c_Y	Nm ⁻¹
	Torsionale Steifigkeit des Reifenaufbaus	c_θ	N rad ⁻¹
Reib.-Parameter	Haftreibungskoeffizient	μ_H	–
	Gleitreibungskoeffizient bei $v_G \rightarrow \infty$	μ_∞	–
	Temperaturkoeffizient der Gleitreibung	C_T	sNm ⁻¹
	Geschwindigkeitskoeffizient der Gleitreibung	C_v	sm ⁻¹
	Exponentialkoeffizient der Gleitreibung	C_μ	–

ist. Die Dimension des Parameterraums des mechanisch-analytischen Reifenmodells ist im Vergleich zu vielen Anwendermodellen stark reduziert. Außerdem handelt es sich bei den Parametern um rein physikalisch interpretierbare und größtenteils direkt identifizierbare Größen. Alle weiteren Größen werden mithilfe von numerischer Optimierung aus den Reifenmessungen abgeleitet. Der Parameterraum ist in Tabelle 6.1 dargestellt und in geometrische, strukturbezogene und reibungsbezogene Parameter gegliedert. Im nachfolgenden Abschnitt 6.2 wird die Bestimmung der Parameter der drei Kategorien näher erläutert.

6.2. PARAMETERIDENTIFIKATION DES MECHANISCH-ANALYTISCHEN MODELLS

Die Vorgehensweise zur Parametrierung und Anwendung des Synthesemodells im Parametrierungsprozess der Anwendermodellierung ist in Abbildung 6.2 grafisch dargestellt. Zunächst werden die geometrischen Eigenschaften des Reifens anhand der Reifendimension und des eingestellten Innendruckes bestimmt. Anschließend werden die strukturmechanischen Eigenschaften auf Basis der in Abschnitt 4.3 beschriebenen Prüfmethode identifiziert. Das so erstellte, im Haftzustand bereits vollständig parametrierte Synthesemodell wird abschließend um reibungsbezogene Parameter auf Basis der in Abschnitt 5.3 beschriebenen Prüfmethode ergänzt. Mithilfe des Synthesemodells werden nun virtuelle Messdaten erzeugt, welche zur Identifikation der Parameter des Anwendermodells verwendet werden können. Als Anwendermodell kann grundsätzlich jedes für die Fahrdynamiksimulation geeignete Reifenmodell gewählt werden; hier wird jedoch auf das als Industriestandard geltende Magic-Formula Reifenmodell der Version 5.2 zurückgegriffen, [BP10]. Der Modellaufbau und die Parameter des Synthesemodells erlauben prinzipiell die Parameteridentifikation auf Basis von Komponentenmessungen der jeweiligen Reifenbestandteile. So kann beispielsweise der komplexe Schubmodul mittels einer dynamisch-mechanischen Analyse bestimmt werden und der Elastizitätsmodul des Reifenaufbaus mithilfe eines von Akasaka u. a. [AKS85]

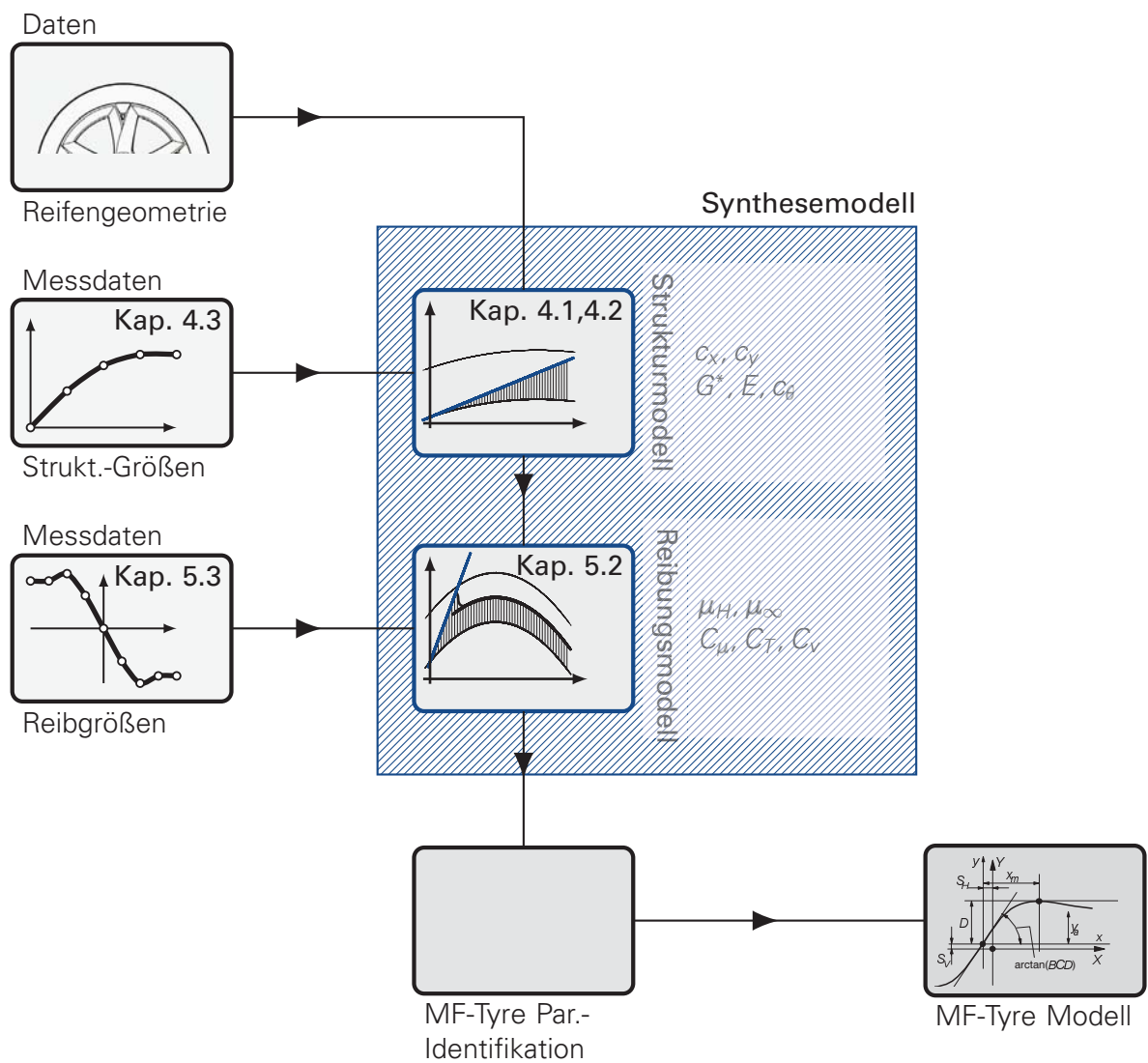


Abbildung 6.2.: Grafische Darstellung des Vorgehens zur Eigenschaftssynthese

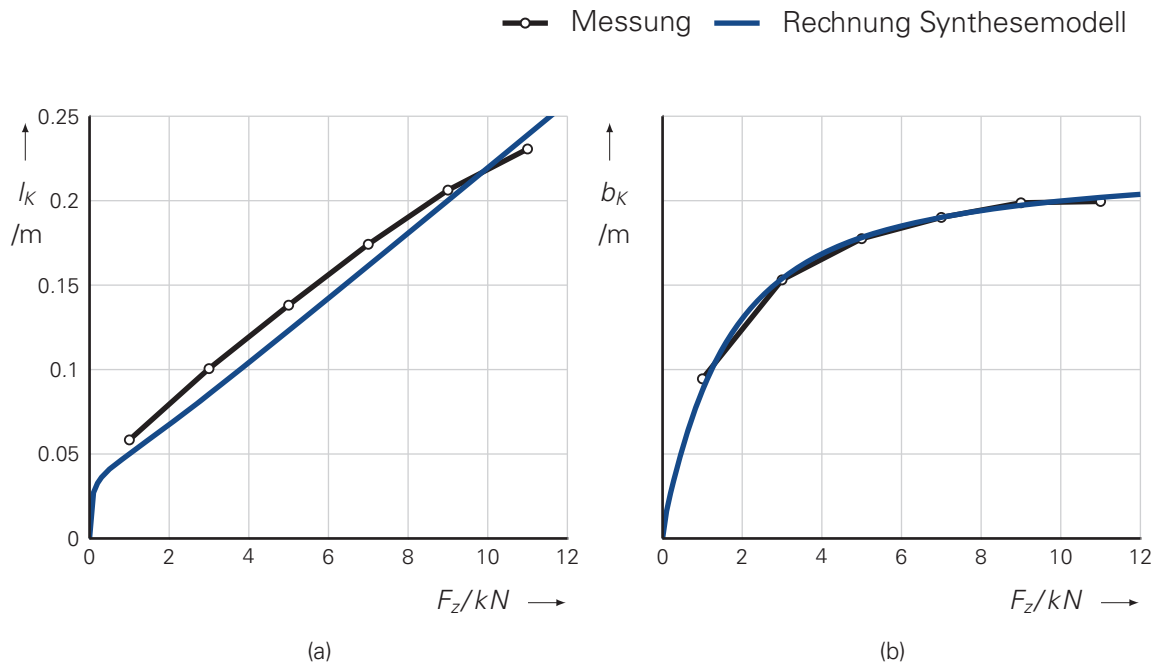


Abbildung 6.3.: Darstellung der (a) Kontaktlänge l_K für Messung und Approximation, sowie (b) Kontaktbreite b_K . Die gemessenen Kontaktdimensionen beruhen auf Reifenabdrücken bei den dargestellten Vertikalkräften.

vorgestellten Verfahrens identifiziert werden. Dies würde jedoch einen erheblichen Mehraufwand bedeuten, weil jeder Reifen in Einzelteile zerlegt werden müsste. Außerdem ist es bis heute nicht möglich, das Reibungsverhalten des Reifenoberflächenmaterials unter exakt den Betriebsbedingungen zu vermessen, wie sie in der Anwendung am Reifen auftreten. Demzufolge ist nicht zu erwarten, dass durch eine Einzelidentifikation der Eigenschaften der Reifenkomponenten eine höhere Abbildungsgüte erreicht werden kann. Aus vorgenannten Gründen erfolgt die Parameterbestimmung des mechanisch-analytischen Modells zur Eigenschaftssynthese mithilfe numerischer Optimierung auf Basis von experimentellen Untersuchungen am Gesamtreifen. Zunächst jedoch werden die in Tabelle 6.1 beschriebenen geometrischen Parameter des Synthesemodells bestimmt. Die Reifengürtelbreite wird dabei in Abhängigkeit des Nennwertes der Reifenbreite $b_{K,n}$ mittels $b_N = 0.75b_{K,n}$ approximiert. Eine fehlerhafte Abschätzung der Reifengürtelbreite führt lediglich zu Parameterabweichungen im später zu bestimmenden Elastizitätsmodul des Reifenaufbaus, nachdem beide über die Biegesteifigkeit des Reifenaufbaus zusammenhängen (vgl. Gleichung 4.21). Ähnliches gilt für die Profilhöhe ab Profilgrund h , welche sich gemäß Gleichung 4.28 mit dem komplexen Schubmodul und der Kontaktbreite zum Multiplikationsfaktor C für die Integralrechnung der Lateralkraft und das Rückstellmoment zusammenfügt. Die Approximation der Kontaktbreite b_K und Kontaktlänge l_K schließlich ist im folgenden Unterabschnitt 6.2.1 beschrieben.

6.2.1. APPROXIMATION DER DIMENSION DER MAKROSKOPISCHEN KONTAKTFLÄCHE

Nachdem nicht für jeden Reifen Kontaktdruckmessungen bei verschiedenen Vertikalkräften vorliegen, wird die makroskopische Kontaktfläche mittels eines empirischen Zusammenhanges approximiert. Es wird dabei angenommen, dass der mittlere Kontaktdruck dem Reifeninnendruck entspricht und somit unabhängig von der Vertikalkraft ist. Dementsprechend gilt Gleichung 6.1. Darüber hinaus wird von einer rechteckigen Kontaktfläche mit Kontaktlänge



l_K und Kontaktbreite b_K ausgegangen. Als Ansatzfunktion für die Kontaktdimensionen wird eine trigonometrische Funktion gemäß Gleichung 6.2 gewählt.

$$\sigma_{zz,0} = \frac{F_z}{l_K b_K} \approx p_{in} \quad (6.1)$$

$$b_K = \frac{2b_{K,n}}{\pi} \arctan \left(c_1 \sqrt{\frac{F_z}{1000}} + c_2 \frac{F_z}{1000} \right) \quad (6.2)$$

$$l_K = \frac{F_z}{p_{in} b_K} \quad (6.3)$$

Formvariablen c_1 und c_2 der Kontaktbreite werden für bestmögliche Übereinstimmung zwischen Kontaktdruckmessung und Approximation arbiträr zu $c_1 = 0.2$ und $c_2 = 0.5$ gesetzt. Diese können konstant angenommen werden und sind dementsprechend nicht in Abhängigkeit der Reifendimension neu zu definieren. Aus der Prämisse der Einhaltung des durchschnittlichen Kontaktdrucks p_{in} lässt sich bei bekannter Kontaktbreite b_K Kontaktlänge l_K gemäß Gleichung 6.3 berechnen. Das Ergebnis der Approximation der Dimension der makroskopischen Kontaktfläche ist in Abbildung 6.3 dem experimentell ermittelten Reifenkontaktlänge und -breite gegenübergestellt. Die experimentellen Daten wurden mithilfe von Reifenabdrücken auf ebener Fahrbahn mit definierten Vertikalkräften ermittelt.

6.2.2. IDENTIFIKATION VON STRUKTURBEZOGENEN PARAMETERN

Sobald die geometrischen Eigenschaften des Reifens bekannt sind, können die in Tabelle 6.1 beschriebenen strukturbezogenen Parameter identifiziert werden. Zur Parameteridentifikation dieser werden die experimentellen Ergebnisse der in Abschnitt 4.3 beschriebenen Identifikationsmethode herangezogen. Zunächst ist in Abbildung 6.4(a) und Abbildung 6.4(c) der singuläre Einfluss der Parameter c_θ , respektive E_B auf die Biegeform des Reifenaufbaus ζ_K dargestellt. Erkennbar ist, dass eine Erhöhung der torsionalen Steifigkeit des Reifenaufbaus c_θ zu einer Verringerung des Verlust-Schräglaufwinkels führt und sich entsprechend die effektive Lateraldeformation in der Kontaktfläche vergrößert. Außerdem ist erkennbar, dass c_θ eine Wechselwirkung mit der Biegung des Reifenaufbaus hat. Je größer c_θ , desto stärker ist die Durchbiegung bei gleicher Biegesteifigkeit c_B . Dieser Zusammenhang ist bereits in Gleichung 4.25 ersichtlich. Andersherum besitzt der für die Biegesteifigkeit maßgebliche Elastizitätsmodul des Reifenbaufbaus E_B keine Wechselwirkung mit der torsionalen Verformung des Reifenaufbaus. Bei einer Veränderung von E_B ändert sich lediglich das Maß der Durchbiegung, der Verlust-Schräglaufwinkel (vgl. Gleichung 4.20) bleibt konstant. Auf die Schräglaufsteifigkeit wirken sich beide deutlich, jedoch mit unterschiedlicher Ausprägung aus. Während E_B , bei ansonsten gleichen Parametern, insbesondere die Schräglaufsteifigkeit im Bereich mittlerer Vertikalkräfte beeinflusst, so verändert sich bei Änderung von c_θ insbesondere die Degression der Schräglaufsteifigkeit bei hohen Vertikalkräften. Für beide Parameter gilt: je höher ihr Wert, desto größer ist die Schräglaufsteifigkeit. Die Transformation von der durch beide vorgenannten Parameter beeinflusste Lateraldeformation in laterale Schubspannungen erfolgt gemäß Gleichung 4.14 mittels des komplexen Schubmoduls G^* . Aufgrund der Wechselwirkung durch die erzeugte Lateralkraft und das bezogene Rückstellmoment wirkt sich der Schubmodul mittelbar auf die Biegeform des Reifenaufbaus aus, ändert diese jedoch nicht wie c_θ und E_B unmittelbar. Der Einfluss von G^* auf die Schräglaufsteifigkeit und das Rückstellmoment ist in Abbildung 6.5 dargestellt. Im Gegensatz zu den beiden vorgenannten Parameter wirkt G^* wie ein Skalierungsfaktor insbesondere im unteren und mittleren Vertikalkraftbereich. Bei hohen Vertikalkräften findet eine Rückwirkung des Verlust-Schräglaufwinkels aufgrund des ebenfalls erhöhten Rückstellmomentes statt und die Schräglaufsteifigkeit nimmt nur noch geringfügig weiter zu. Neben G^* hat von den

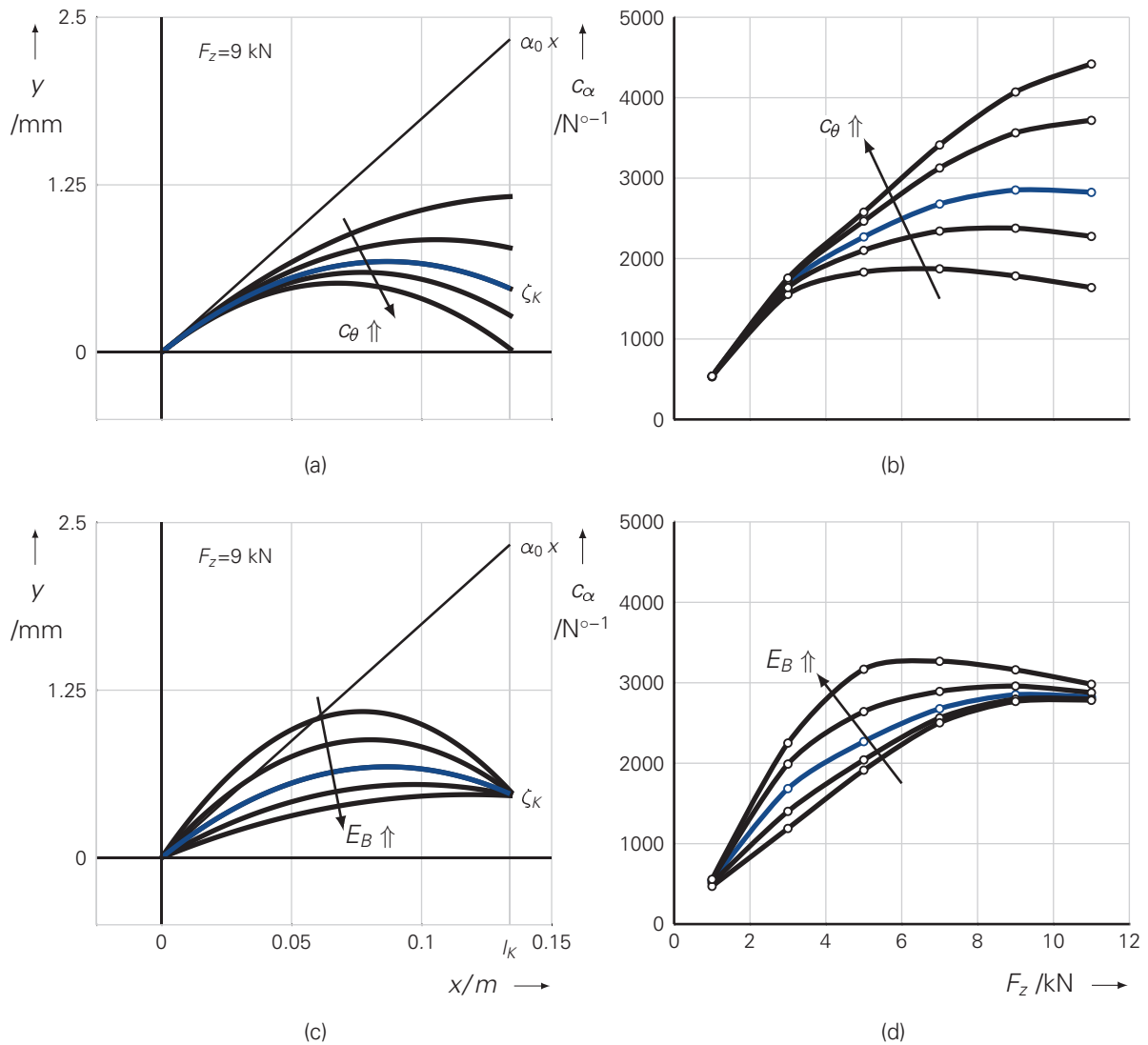


Abbildung 6.4.: Darstellung der Biegeform des Reifenaufbaus des Synthesemodells bei (a) singularer Variation der torsionalen Steifigkeit des Reifenaufbaus und (c) singularer Variation des Elastizitätsmoduls des Reifenaufbaus. Außerdem ist in (b) und (d) die Auswirkung der Variation dieser beiden Parameter auf den Verlauf der Schräglauftsteifigkeit über der Vertikalkraft dargestellt.

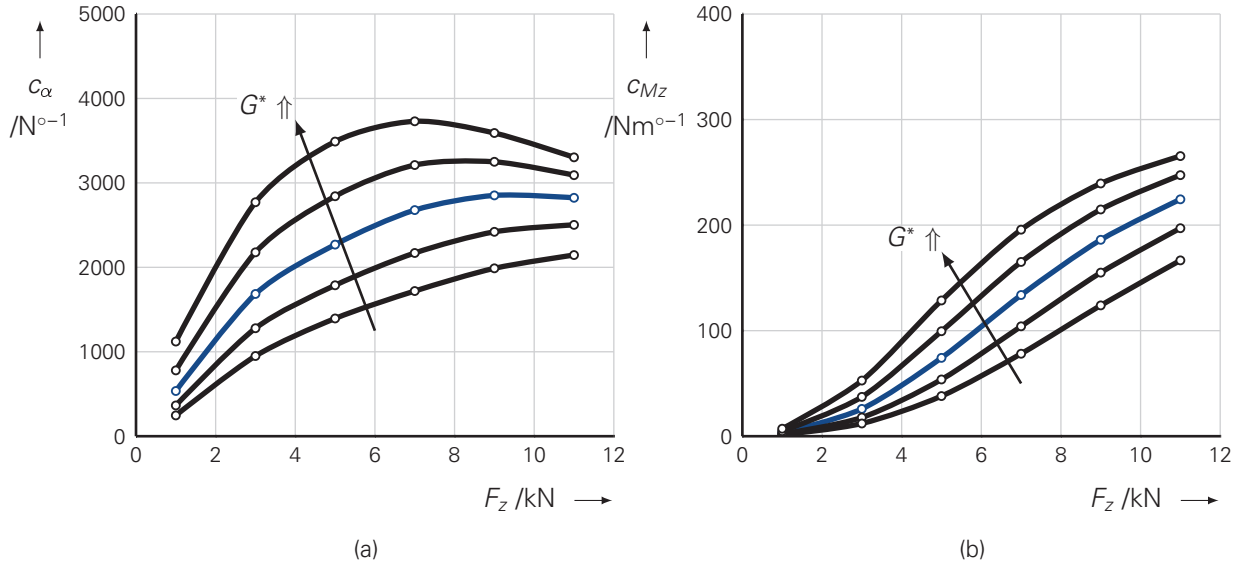


Abbildung 6.5.: Darstellung (a) der Schräglauftiefte und (b) der Rückstellsteifigkeit des Synthesemodells bei singulärer Variation des komplexen Schubmoduls des Reifenoberflächenmaterials

strukturbezogenen Parametern ausschließlich c_θ einen Einfluss auf die Rückstellsteifigkeit c_{Mz} , welches für c_θ in Abbildung B.2 dargestellt ist. Der Einfluss der Parameter c_θ , E_B und G^* wird nun zur Anpassung des Modellverhaltens an experimentell ermittelten Eigenschaften verwendet. Hierzu wird eine Methode der unbeschränkten nicht-linearen Optimierung mittels eines ableitungsfreien Algorithmus angewendet, welche das Minimum der Zielfunktion in Gleichung 6.6 sucht. Hierzu wird in Gleichung 6.4 der Fehler der berechneten Lateralkraft ϵ_F durch Subtraktion der gemessenen und zwischen links- und rechtslauf gemittelten Lateralkraft $\bar{F}_{y,M}$ von dem gerechneten Wert der Lateralkraft $F_{y,i}$ errechnet. Gleiches gilt für das gemessene Rückstellmoment $\bar{M}_{z,M}$ und das gerechnete Rückstellmoment $M_{z,i}$, welche in Gleichung 6.5 zum Fehler im gerechneten Rückstellmoment ϵ_M kombiniert werden. Die Zielfunktion mit Gesamtfehler ϵ_G wird schließlich durch Addition der quadratischen Fehler in der Lateralkraft und im Rückstellmoment errechnet. Für die eindeutige Bestimmung der strukturbezogenen Parameter ist die Berücksichtigung von sowohl Lateralkraft als Rückstellmoment von entscheidender Bedeutung, da das Rückstellmoment über die Biegeform des Reifenaufbaus, insbesondere über ζ_θ , die Kraftübertragung beeinflusst.

$$\epsilon_F = F_{y,i} - \bar{F}_{y,M} \quad (6.4)$$

$$\epsilon_M = M_{z,i} - \bar{M}_{z,M} \quad (6.5)$$

$$\epsilon_G = \epsilon_F^2 + \epsilon_M^2 \quad (6.6)$$

Schließlich wird die Lateralsteifigkeit c_y nach Gleichung 4.68 identifiziert, indem die Geschwindigkeitsabhängigkeit der Einlauflänge berücksichtigt wird. Das Ergebnis hinsichtlich der Abbildung der Einlauflänge ist bereits in Abbildung 4.12 dargestellt.

6.2.3. IDENTIFIKATION VON REIBUNGSBEZOGENEN PARAMETERN

Analog zum Aufbau von Kapitel 4 und Kapitel 5 ist die Grundlage der Identifikation von reibungsbezogenen Parametern ein hinsichtlich geometrischer und strukturmechanischer

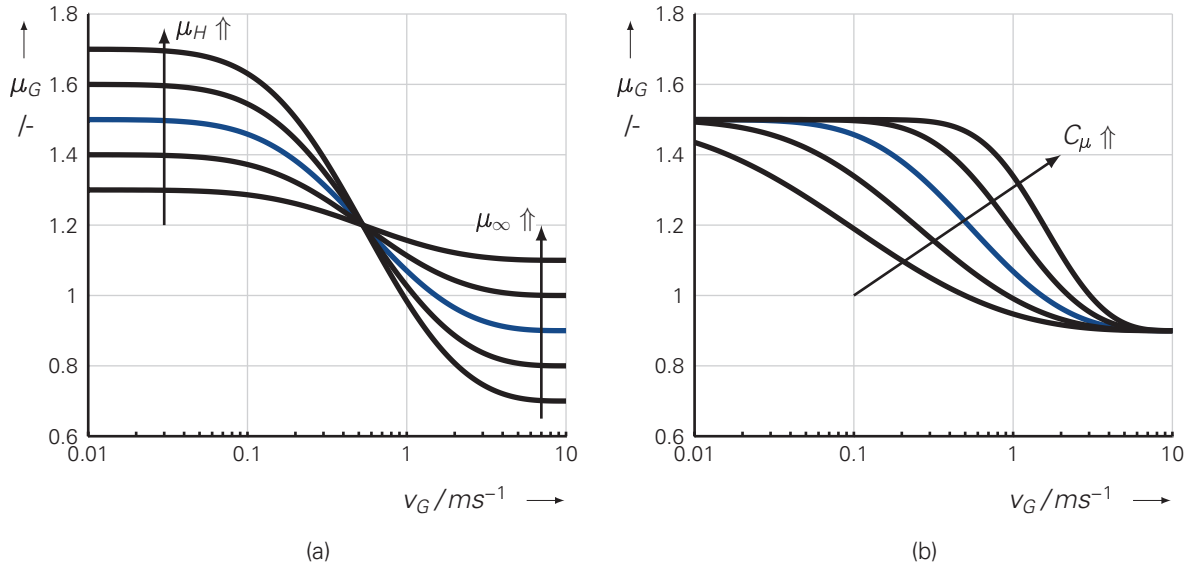


Abbildung 6.6.: Darstellung des Einflusses der Variation von (a) μ_H und μ_∞ und (b) C_μ auf den Verlauf des Gleitreibungskoeffizienten des Synthesemodells über der Gleitgeschwindigkeit

Parameter vollständig identifiziertes Synthesemodell. Dieses Modell wird nun um die in Tabelle 6.1 beschriebenen reibungsbezogenen Parameter ergänzt. In Abbildung 6.6 ist der Verlauf des Gleitreibungskoeffizienten μ_G eindimensional über der Gleitgeschwindigkeit v_G für Variation der Parameter μ_H , μ_∞ und C_μ dargestellt. Ersichtlich ist, dass während μ_H und μ_∞ den Anfangs- respektive Endwert festlegen, C_μ der Verlauf des Gleitreibungskoeffizienten über der Gleitgeschwindigkeit bestimmt. Für die Gleichung des Gleitreibungskoeffizienten sei an der Stelle auf Unterabschnitt 5.1.3 verwiesen.

Die in Abbildung 6.6 dargestellten Abhängigkeiten, sowie diese hinsichtlich Reibungsleistung C_T und Gleitgeschwindigkeit C_v werden nun, wie bereits zuvor in Unterabschnitt 6.2.2, mittels numerischer Optimierung an experimentell ermittelte Daten angepasst. Aufgrund der Tatsache, dass die zwischen Reifen und Fahrbahn erzeugte Lateralkraft zu einem Schräglaufwinkel am Anhängerprüfstand führt, muss der experimentell ermittelte Schräglaufwinkel korrigiert werden. Unter der Prämisse, dass für die Reifen des Anhängerprüfstandes unter allen zu vermessenden Bedingungen der Haftzustand gültig ist, erfolgt dies mithilfe einer experimentell identifizierten effektiven Schräglaufsteifigkeit $c_{\alpha,PS}$ des Anhängerprüfstandes. Hierzu wird der geschätzte Schräglaufwinkel des Anhängerprüfstandes $\hat{\alpha}_{PS}$ von dem zwischen dem schwenkbaren Teil des Prüfstandes und dem Anhänger gemessene Schräglaufwinkel α_0 gemäß Gleichung 6.7 subtrahiert.

$$\alpha_{0,k} = \alpha_0 - \hat{\alpha}_{PS} = \alpha_0 - \frac{F_Y}{c_{\alpha,PS}} \quad (6.7)$$

Des Weiteren werden die experimentell ermittelten Daten erst ab einem variablen Schräglaufwinkel $\alpha_{0,s}$ verwendet. Dieser Start-Schräglaufwinkel wird anhand der partiellen Ableitung der Lateralkraft über dem Schräglaufwinkel $dF_Y = \frac{\partial F_Y}{\partial \alpha_0}$ bestimmt. Sobald die Ableitung einen arbiträren Wert $dF_Y < \frac{c_\alpha}{4}$ unterschreitet, gilt die Lateralkraft als ausreichend stationär, sodass die Sensitivität vom potenziell fehlerhaft gemessenen Schräglaufwinkel ausreichend gering ist.

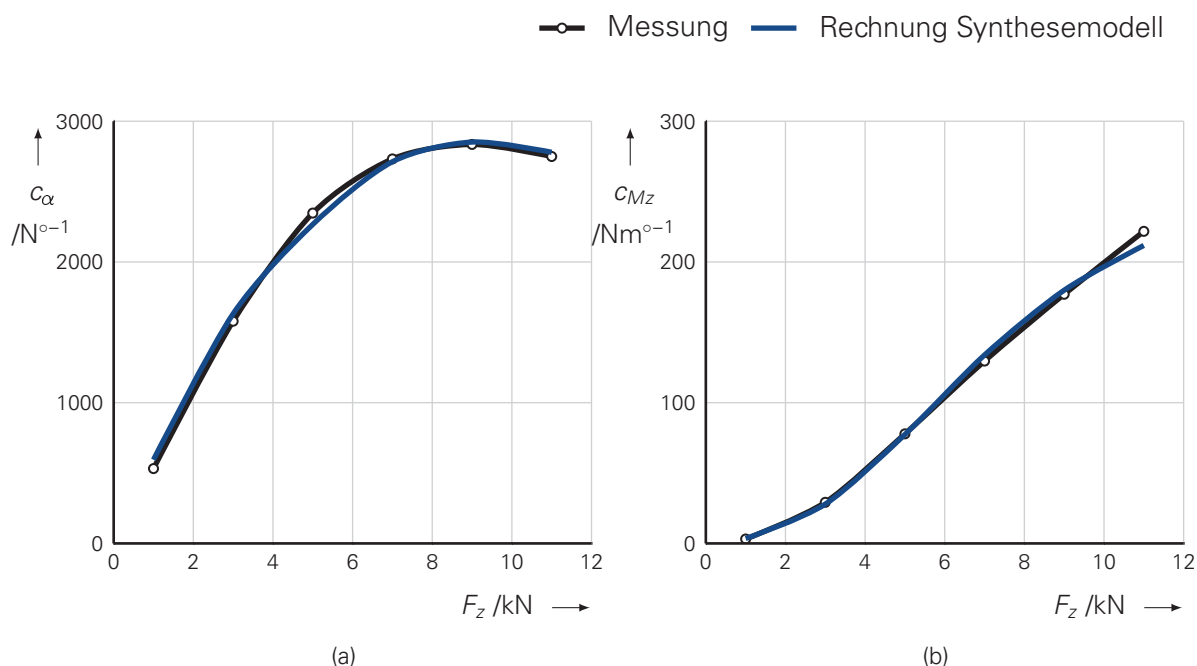


Abbildung 6.7.: Darstellung des Ergebnisses der Modelloptimierung des Synthesemodells für einen Reifen (a) der Schräglauftiefe und (b) der Rückstellsteifigkeit. Als Modellparameter wurden $G^*=5.844$ MPa, $E=1.846$ MPa und $c_\theta=277.9$ Nm^{°-1} identifiziert.

6.3. GEGENÜBERSTELLUNG SYNTHETISierter ERGEBNISSE

Abbildung 6.7 zeigt das Ergebnis der Optimierung von Strukturgrößen für einen Reifen. Erkennbar ist, dass sowohl die Absolutwerte, als auch der Verlauf der Kurve von Schräglauftiefe und Rückstellsteifigkeit mit hoher Güte abgebildet werden. In Anhang B sind außerdem der kinematische Zustand innerhalb der Kontaktfläche, sowie die zugehörige Biegeform des Reifenaufbaus dargestellt. Die identifizierten Parameter haben neben der physikalisch korrekten Einheit ebenfalls eine korrekte Größenordnung und die Biegeform des Reifenaufbaus nimmt eine repräsentative Form an. In Abbildung 6.8 ist die anschließende Identifikation von lateralen reibungsbezogenen Parametern bei einer Vertikalkraft dargestellt. Ersichtlich ist, dass die Schräglauftiefe des Strukturmodells dem Ergebnis des Flachbahnprüfstandes entspricht, während der bezogene laterale Reibungskoeffizient mit dem Ergebnis des Anhängerprüfstandes auf der realen Fahrbahn übereinstimmt. Gleiches gilt für das in Abbildung 6.8(b) dargestellte Rückstellmoment. Auffällig sind die Stick-Slip-Schwingungen (vgl. Unterabschnitt 5.5.1), welche bei dem Reifen auf dem Flachbahnprüfstand, jedoch nicht auf der realen Fahrbanoberfläche auftreten. Es fällt allerdings auf, dass der Vorzeichenwechsel des Rückstellmomentes bei großen Schräglaufwinkeln vom Synthesemodell nicht abgebildet wird.

GEGENÜBERSTELLUNG EINER STICHPROBE VON REIFEN

Zur späteren Validierung der hybriden Methode wird eine Stichprobe von neun Reifen unterschiedlicher Dimension und von unterschiedlichen Herstellern vermessen und deren Abbildungsgüte im späteren Verlauf in Kapitel 7 im Gesamtfahrzeugversuch hinsichtlich Validität überprüft. Eine Übersicht der verwendeten Reifenspezifikationen ist in Tabelle 6.3 gegeben. In diesem Abschnitt werden nun die synthetisierten Ergebnisse aus den vergan-

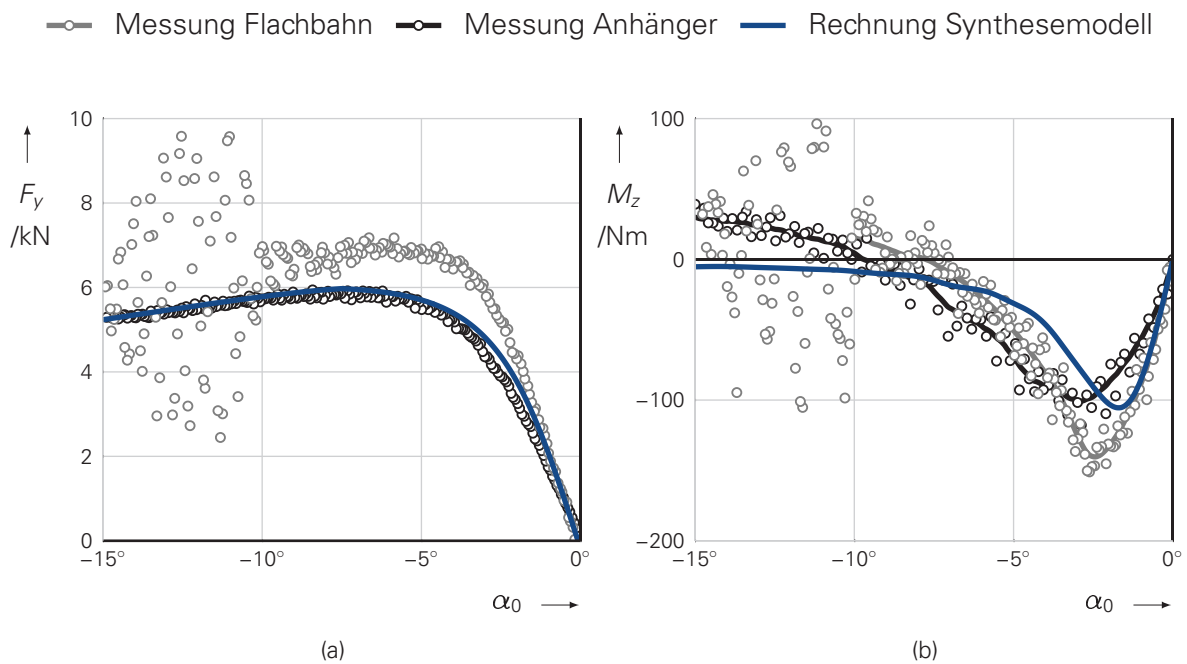


Abbildung 6.8.: Darstellung (a) der Lateralkraft über dem Schräglaufwinkel und (b) des Rückstellmomentes über dem Schräglaufwinkel für den Flachbahnprüfstand, den Anhängerprüfstand, sowie für das Synthesemodell bei Vertikalkraft $F_z=5000$ N. Ersichtlich ist, wie das Synthesemodell das experimentelle Ergebnis des Flachbahnprüfstandes bei kleinen Schräglaufwinkeln mit dem Ergebnis des Anhängerprüfstandes auf einer realen Fahrbahnoberfläche bei größeren Schräglaufwinkeln verbindet.

**Tabelle 6.2.:** Gegenüberstellung der untersuchten Prüfmethoden

Schritt	Stand der Technik	Verb. Stand der Technik	hybride Methode
Reifenkond.	nein	ja	ja
c_α	Fz-Sprung / TIME Flachbahn	Fz-Sprung Flachbahn	Fz-Sprung Flachbahn
σ_α	Sa-Sprung Flachbahn	Sa-Sprung Flachbahn	Sa-Sprung mit v_x Flachbahn
μ_x	κ -Sweep / TIME Flachbahn	κ -Sweep Flachbahn	κ -Sweep Anhänger
μ_x	α -Sweep / TIME Flachbahn	α -Sweep Flachbahn	α -Sweep Anhänger

Tabelle 6.3.: Zur Methodenvvalidierung untersuchte Reifenspezifikationen

Bezeichnung	Reifendimension	Felgendimension	Hersteller	SR/WR
R1	225/50R17 94H	7.0Jx17 H2	A	WR ❄
R2	225/50R17 94Y	7.5Jx17 H2	B	SR
R3	:	:	C	SR
R4	:	:	A	SR
R5	245/40R18 93Y	8.0Jx18 H2	A	SR
R6	:	:	B	SR
R7	255/35R19 96Y	8.5Jx19 H2	C	SR
R8	:	:	A	SR
R9	:	:	D	SR

genen Abschnitten mit dem verbesserten Stand der Technik verglichen. Die Verbesserung des Standes der Technik besteht darin, dass die in Unterabschnitt 4.3.1 beschriebenen Methoden zur Identifikation von Reifencharakteristika angewendet werden. Hierzu gehören demnach, neben den tatsächlichen Prüfmethoden, ebenfalls die Methoden zur Reifenvorbereitung und -konditionierung. Der entscheidende Unterschied zur hybriden Methode ist demzufolge, dass alle Reifencharakteristika auf dem als Stand der Technik geltenden Flachbahnprüfstand identifiziert werden. Aus praktischen Gründen bestand nicht die Möglichkeit, die laterale Einlauflänge der Reifen aus Tabelle 6.3 mithilfe des in Unterabschnitt 4.3.3 beschriebenen Losrollverfahrens zu identifizieren. Es wurde auf das ebenfalls beschriebene, jedoch defizitäre Schräglaufwinkelsprungverfahren zurückgegriffen. Die Geschwindigkeitsabhängigkeit gemäß Gleichung 4.68 wurde berücksichtigt. Eine Übersicht der verschiedenen Methoden ist in Tabelle 6.2 gegeben. In Abbildung 6.9 sind die Schräglaufsteifigkeit und laterale Einlauflänge für die untersuchten Reifen für eine konstante Vertikalkraft von $F_z=5000$ N gegenübergestellt (vgl. für den Kurvenverlauf bspw. Abbildung 6.7). Insbesondere für die Schräglaufsteifigkeit sind nur sehr geringe Unterschiede von unter 1% zwischen den beiden Methoden erkennbar, was für eine korrekte Identifikation der strukturbezogenen Parameter des Synthesemodells spricht. Im Ergebnis der lateralen Einlauflänge ist erwartungsgemäß der sich aus der Geschwindigkeitskorrektur (vgl. Abschnitt 4.3.3) ergebende Unterschied ersichtlich. Die gegenüber der Messung bei $v_x=5$ kmh⁻¹ um die erhöhte Abrollgeschwindigkeit von $v_x=80$ kmh⁻¹ korrigierte Einlauflänge ist bei der dargestellten Vertikalkraft von



$F_z=5000$ N zwischen 11.5% (R3) und 23.3% (R4) größer. Werden Reibgrößen verglichen, so ist der erwartete Unterschied zwischen den beiden Methoden größer. Dies bestätigt sich insbesondere bei der auf die Vertikalkraft bezogenen Longitudinalkraft, dessen Maximum μ_x für die untersuchten Reifen und einer Vertikalkraft von $F_z=5500$ N in Abbildung 6.10(a) dargestellt ist. Der Unterschied zwischen dem Ergebnis auf dem Flachbahnprüfstand und dem auf einer realen Fahrbahnoberfläche beträgt zwischen 8.4% (R2) und 19.7% (R6). Der effektiv bezogene Reibungskoeffizient in longitudinaler Richtung ist dabei für jeden der untersuchten Reifen auf der realen Fahrbahnoberfläche niedriger als auf der artifiziellen Oberfläche des Flachbahnprüfstandes. Wie bereits in Unterabschnitt 5.5.2 für eine große Stichprobe an Reifen dargestellt und eingehend diskutiert, bestätigt sich hier, dass eine Übertragung von Flachbahnergebnis auf die reale Fahrbahnoberfläche nur für jeden Reifen individuell erfolgen kann. Für den bezogenen Reibungskoeffizienten in lateraler Richtung μ_y ist das Ergebnis auf dem Flachbahnprüfstand nicht bei allen neun Reifen höher als auf der realen Fahrbahnoberfläche. Der Unterschied beträgt hier zwischen -0.5% (R2) und 7.8% (R9). Klare Gesetzmäßigkeiten sind im Vergleich der Ergebnisse für μ_x und μ_y nicht identifizierbar. So ist μ_y für R7 auf beiden Oberflächen nahezu identisch, während der Unterschied in μ_x bei diesem Reifen gerade zu den größten gehört. Auf Basis der Darlegungen in Unterabschnitt 2.1.5 kann angenommen werden, dass diese Tatsache mit den unterschiedlichen Betriebsbedingungen hinsichtlich Materialtemperatur und Gleitgeschwindigkeit bei der Messung der longitudinalen Reibgrößen in Vergleich zu den lateralen Reibgrößen und dem sich daraus ergebenden unterschiedlichen visko-elastischen Materialverhalten zusammenhängt. Dieser Zusammenhang konnte jedoch im Rahmen der hier beschriebenen Untersuchungen nicht abschließend bestätigt werden. Zu beachten ist jedoch allgemein noch, dass μ_x keine bis kaum eine Abhängigkeit von der Vertikalkraft besitzt, während diese bei μ_y stark ausgeprägt ist (vgl. Abschnitt 5.5.2 und Abschnitt 5.5.2). Hierzu sind in ?? vergleichende Darstellungen für $F_z=3000$ N, sowie für $F_z=8000$ N aufgenommen.

6.3.1. VIRTUELLE MESSDATEN UND PARAMETERIDENTIFIKATION

Eine direkte Transformation von den mechanisch interpretierbaren Parametern des Synthesemodells in den in der Regel empirischen Parameterraum der Anwendermodellierung ist nicht oder nur mit sehr großem Aufwand möglich. Demzufolge wird in dieser Arbeit das Synthesemodell zur Generierung virtueller Messdaten genutzt, die anschließend im Parameteridentifikationsprozess der Anwendermodellierung genutzt werden können. Die Parameteridentifikation der Anwendermodellierung erfolgt, ebenso wie die des Synthesemodells, mithilfe von numerischer Optimierung. Die Methode zur Parameteridentifikation existiert üblicherweise bereits, da sie in ähnlicher Form zur Parametrierung von Anwendermodellierungen aus direkten Messdaten genutzt wurde. Demnach wird an dieser Stelle auf Literatur verwiesen. Insbesondere Einsle [Ein11] beschreibt den Prozess der Datenverarbeitung und Parameteridentifikation des Magic-Formula-Reifenmodells sehr ausführlich.

6.4. DISKUSSION

Die Parameteridentifikation des Synthesemodells stellt eine Zwischenebene in der Verarbeitung experimenteller Daten dar, welche u.a. durch Modelleinschränkungen eine Beeinträchtigung der Abbildungsgenauigkeit der finalen Anwendermodellierung bewirken kann. Alternativ besteht die Möglichkeit, das Anwendermodell direkt auf die experimentellen Daten von Struktur- und Reibgrößen anzupassen. Wenn insbesondere die Abbildung des Rückstellmomentes bei großen Schräglaufwinkeln von großer Bedeutung für die Anwendung ist, sollte diese Möglichkeit in Betracht gezogen werden. Der Vorteil des mechanisch-analytischen Synthesemodells besteht jedoch darin, neben den offensichtlichen Vorteilen hinsichtlich

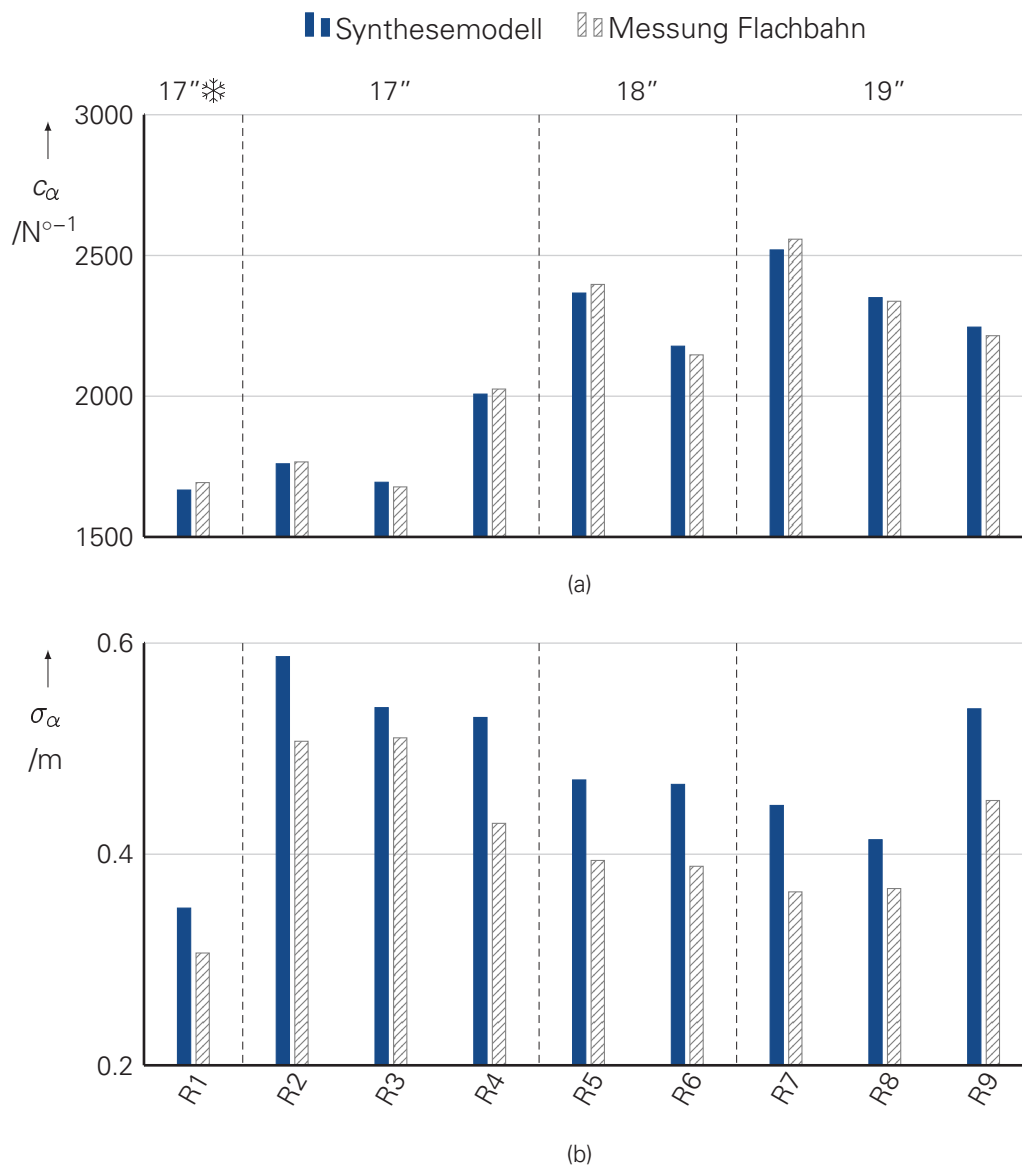


Abbildung 6.9.: Vergleich zwischen dem verbesserten Stand der Technik und der hybriden Methode für (a) die Schräglauftiefe bei $F_z = 5000\text{N}$, sowie (b) die laterale Einlaufgröße bei $F_z = 5000\text{N}$. Im Synthesemodell wurde die Geschwindigkeitsabhängigkeit der Einlaufgröße berücksichtigt.

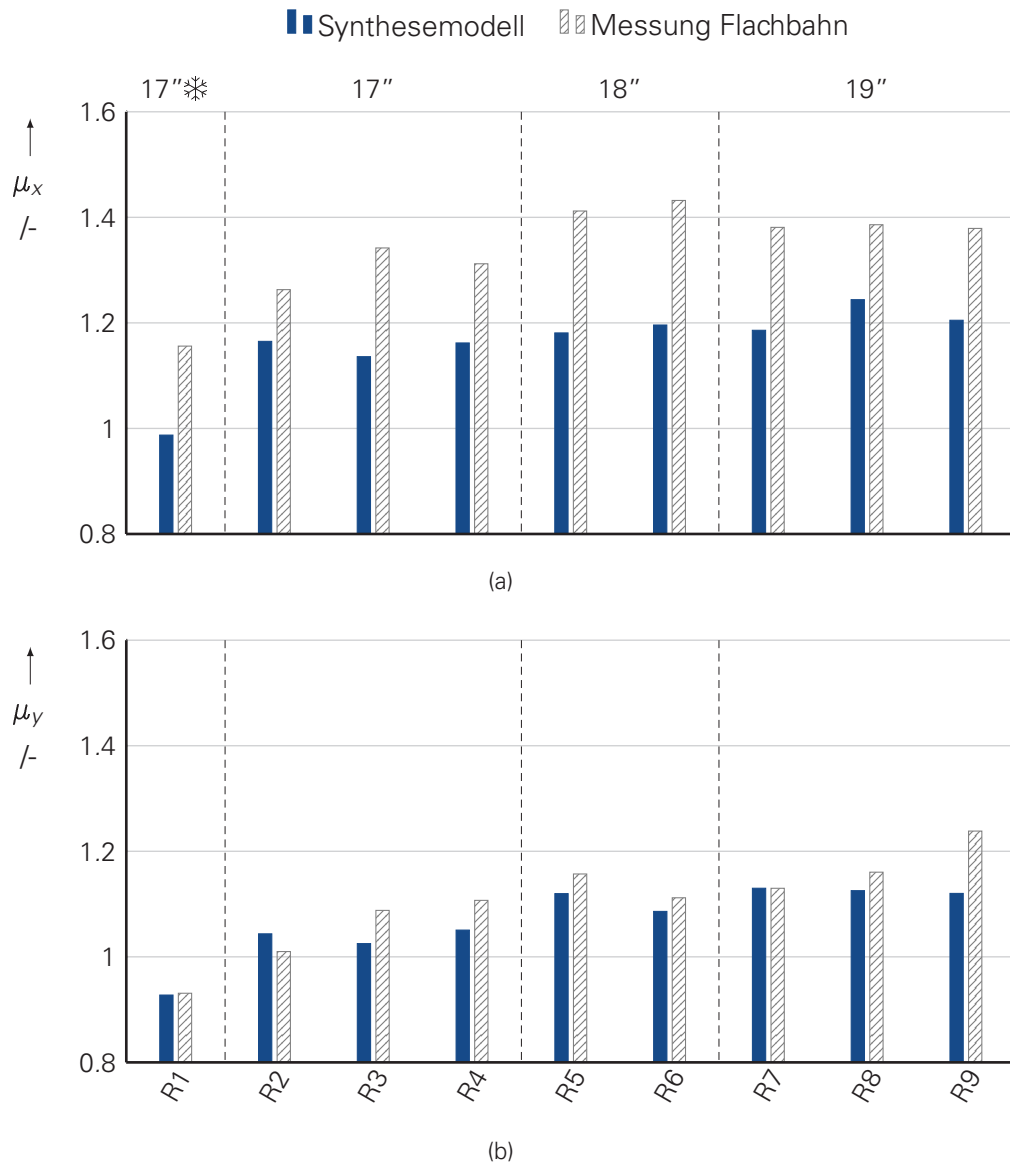


Abbildung 6.10.: Vergleich zwischen dem verbesserten Stand der Technik und der hybriden Methode für (a) den longitudinalen Reibungskoeffizient bei $F_z = 5500N$, sowie (b) den lateralen Reibungskoeffizienten bei $F_z = 5500N$

Nachvollziehbarkeit der Ergebnisse und Einsichten in die wirksamen Mechanismen, dass insbesondere der partielle Haft- und Gleitbereich physikalisch korrekt dargestellt wird. Dieser Bereich ist für die Gesamtfahrzeugkenngrößen Lenkradwinkelgradient und Schwimmwinkelgradient im Grenzbereich (vgl. Kapitel 3) von großer Bedeutung. Gerade dieser Bereich wird von den unabhängigen Messungen im Haftzustand auf dem Flachbahnprüfstand und im partiellen Haft- und Gleitzustand auf dem Anhängerprüfstand nicht explizit korrekt abgedeckt. Für die Anwendung in dieser Arbeit ist diese Vorgehensweise somit sowohl konsequent als entscheidend für das Ergebnis.

6.5. ZUSAMMENFASSUNG

Zur Synthese der in den beiden vorangegangenen Kapiteln beschriebenen Methoden zur Beschreibung von Struktur- und Reibgrößen wird in diesem Kapitel eine Modellierung vorgestellt, welche die Verknüpfung beider Bereiche mithilfe mechanisch-analytischer Formulierungen erlaubt. Der Modellaufbau folgt einer hierarchischen Struktur, indem zunächst die strukturbezogenen Parameter auf Basis experimentell ermittelter Strukturgrößen und geometrischer Eigenschaften eines Reifens ermittelt werden. Der begrenzte und physikalisch interpretierbare Parameterraum des Synthesemodells erlaubt eine eindeutige Parameteridentifikation mithilfe numerischer Optimierung des Modellverhaltens. Der Einfluss der individuellen Parameter wird sowohl in Hinblick auf den kontaktkinematischen Zustand, als auf den sich daraus ergebenden Strukturgrößen umfassend dargestellt. Auf der Grundlage des strukturmechanisch vollständig identifizierten Synthesemodells setzt anschließend die Identifikation von reibungsbezogenen Parametern auf. Das Ergebnis des Synthesemodells wird schließlich den zugrundeliegenden experimentellen Daten, sowie für eine Stichprobe von neun unterschiedlichen Reifen dem Stand der Technik gegenübergestellt. Maßgebliche Unterschiede ergeben sich insbesondere im Bereich der Reibgrößen, sowie in der lateralen Einlauflänge. Erwartungsgemäß entspricht die Schräglaufsteifigkeit der des als Stand der Technik geltenden Flachbahnprüfstandes. Im folgenden Kapitel 7 wird die hybride Methode hinsichtlich der Präzision der Abbildung von Struktur- und Reibgrößen validiert.





7. VALIDIERUNG DER METHODE AM GESAMTFAHRZEUG



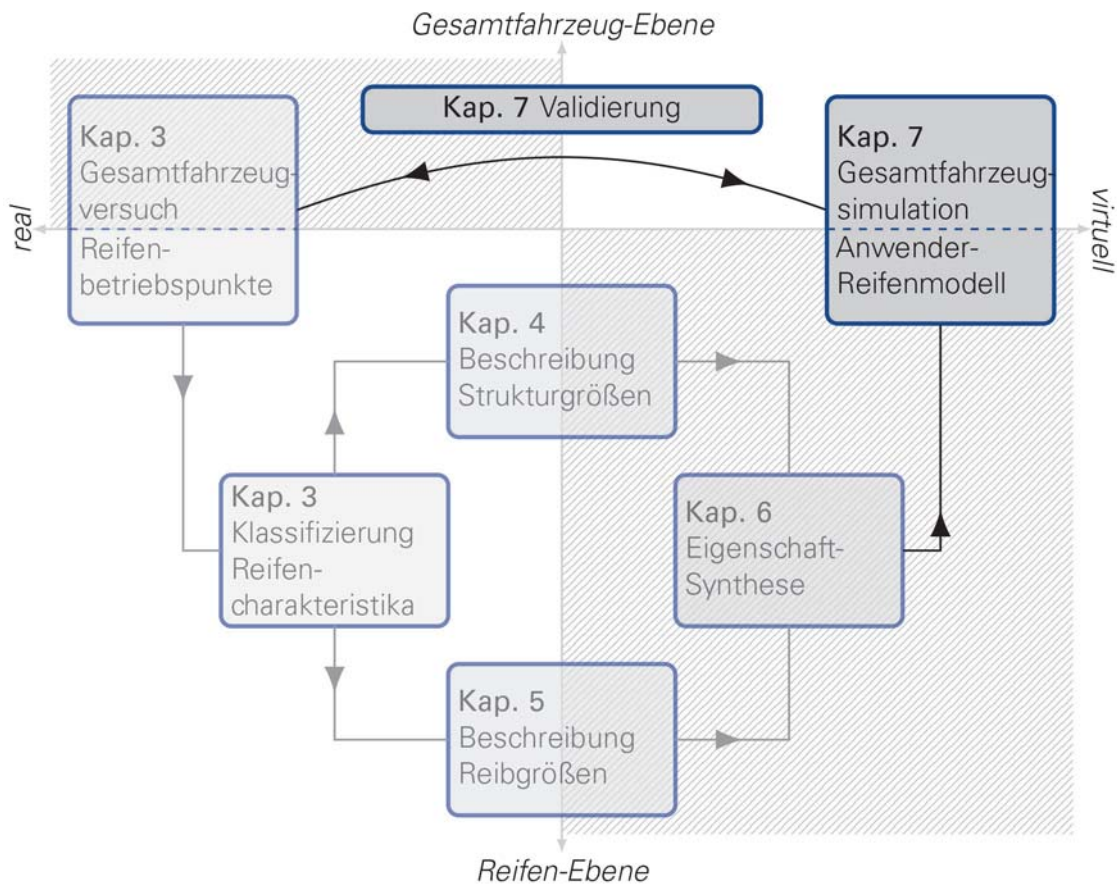


Abbildung 7.1.: Einordnung von Kapitel 7 in die Struktur der Arbeit

Im vorangegangenen Kapitel 6 wurde die Synthese der in Kapitel 4 und Kapitel 5 unabhängig analysierten und identifizierten Struktur- und Reibgrößen zu einer konsistenten Gesamtbeschreibung des Reifenverhaltens dargelegt. In diesem Kapitel wird nun das Ergebnis der Synthese validiert. Für das objektiv zu identifizierende Reifenverhalten existiert jedoch keine absolute Referenz. In Übereinstimmung mit der Zielsetzung der Arbeit (vgl. Abschnitt 1.3) erscheint somit eine Validierung der Methode auf Gesamtfahrzeugebene zweckmäßig. Wie in Abbildung 7.1 dargestellt ordnet sich die Validierung auf der Schnittstelle zwischen der Reifen- und der Gesamtfahrzeug-Ebene ein, in der die synthetisierten Reifencharakteristika in Form eines Anwender-Reifenmodells mit einem Gesamtfahrzeugmodell verknüpft werden. Anschließend erfolgt eine Gegenüberstellung von real gemessenen und gerechneten Gesamtfahrzeugkenngrößen. Sofern diese übereinstimmen, gilt die Methode als valide. Nachdem das Gesamtfahrzeugmodell für die Qualität der Simulationsergebnisse auf Gesamtfahrzeugebene von maßgeblicher Bedeutung ist, wird in Abschnitt 7.1 zunächst näher auf das verwendete Gesamtfahrzeugmodell und dessen Validität eingegangen. Anschließend werden auf Basis des validierten Gesamtfahrzeugmodells und der hybriden Reifenmodelle der in Tabelle 6.3 beschriebenen Reifenspezifikationen, virtuelle Gesamtfahrzeugeigenschaften ermittelt durch Durchführung der in Tabelle 3.2 dargestellten Fahrmanöver. Die Gegenüberstellung der real gemessenen und gerechneten Gesamtfahrzeugeigenschaften dieser Reifen erfolgt in Abschnitt 7.2. Untersucht werden gemäß Abschnitt 1.3 longitudinale Eigenschaften, der stationäre und instationäre lateraldynamische Linearbereich sowie der stationäre lateraldynamische Grenzbereich.

Tabelle 7.1.: Messtechnische Ausstattung des Versuchsfahrzeuges zur Methodenvalidierung

Funktion	System	Position	Gemessene Größen	Geschätzte / berechnete Größen
Messung	Messlenkrad	Lenkrad	δ_H, M_H	-
	GPS-gestütztes Inertial/-messsystem	nahe Schwerpunkt	$\vec{a}, \vec{v}, \psi, \phi$	$\ddot{\psi}, \ddot{\phi}, \beta$

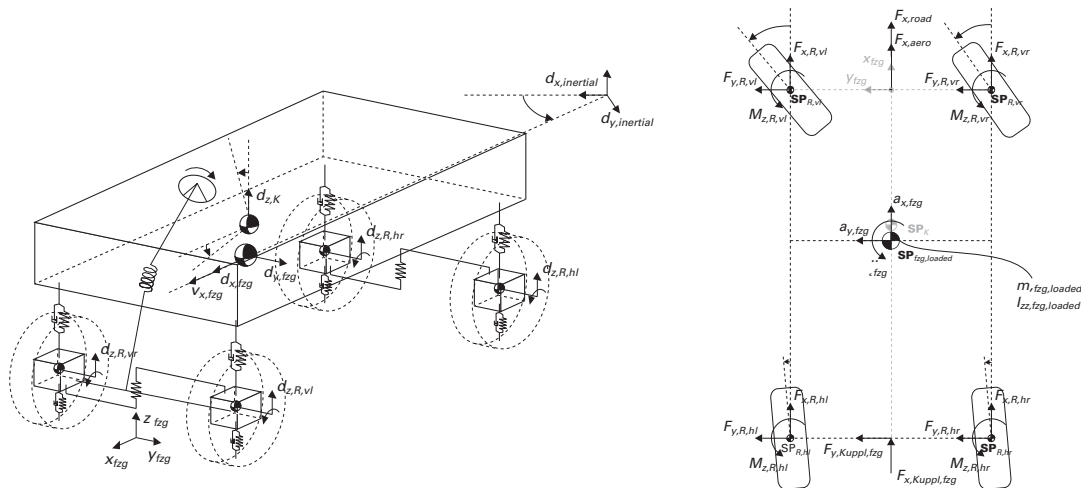


Abbildung 7.2.: Darstellung eines als Fünf-Massen-Modell ausgeführten Zweispurmodells, nach Hafkamp [Haf15]

Zur Validierung wird das gleiche Fahrzeug verwendet, welches bereits in Kapitel 3 zur Identifikation der Reifenbetriebsbedingungen verwendet wurde. In diesem Kapitel wird auf zwei unterschiedlichen Konfigurationen der Messtechnik zurückgegriffen. Zur Validierung des Gesamtfahrzeugmodells wird zunächst wird die in Tabelle 3.3 beschriebene Ausstattung verwendet, weil auf diese Weise sämtliche Reifenbetriebszustände gemessen werden können. Zur anschließenden Validierung der in Abschnitt 3.4 und den anschließenden Kapiteln beschriebenen hybriden Methode zur Beschreibung von Reifencharakteristika wird die Messtechnikausstattung deutlich reduziert. Diese umfasst gemäß Tabelle 7.1 nur noch ein Messlenkrad zur Erfassung der Eingangsgrößen Lenkradwinkel δ_H und Lenkradmoment M_H , sowie weiterhin ein GPS-gestütztes Inertialmesssystem zur Erfassung der Gesamtfahrzeugbewegung.

7.1. GESAMTFAHRZEUGMODELLIERUNG UND PARAMETERIDENTIFIKATION

Für die Anwendung im Linear- und Grenzbereich der Gesamtfahrzeugdynamik wird ein Gesamtfahrzeugmodell gewählt, welches entsprechend den Ausführungen in Unterabschnitt 2.3.2 ausschließlich die Komplexität beinhaltet, welche für diese Anwendung erforderlich ist. Zu diesem Zweck wurden Untersuchungen hinsichtlich der Signifikanz von Fahrzeugkomponenten für das Gesamtfahrzeugverhalten durchgeführt. Entscheidend für die in dieser Arbeit untersuchten Größen sind -neben dem Reifen- die Radführung, das Lenksystem, sowie die



Geometrie- und Konzeptgrößen. Eine Übersichtsdarstellung des verwendeten Gesamtfahrzeugmodells ist in Abbildung 7.2 gegeben. Erkennbar ist, dass es sich bei dem Modell nicht um ein reines Zweispurmodell, sondern um ein Fünf-Massen-Modell handelt. Demnach sind, im Gegensatz zu einem auf Basis des Einspurmodells erweiterten Zweispurmodells, die ungefederten Massen als solche modelliert und die Bewegung des Fahrzeugaufbaus ergibt sich aus den Reaktionskräften aus der Radführung.

BESCHREIBUNG DER RADFÜHRUNG

Die Radführung wird auf Basis experimenteller Ergebnisse einer Vermessung des untersuchten Fahrzeuges mithilfe eines KnC-Prüfstandes beschrieben (vgl. Unterabschnitt 2.4.2). Der Modellierungsansatz besteht gemäß Gleichung 7.1 in einer linearen Superposition von singulären Abhängigkeiten, welche alle in Form von Polynomen variabler Ordnung modelliert werden. In Analogie gilt Gleichung 7.1 ebenfalls für den Sturzwinkel γ im Fahrzeugkoordinatensystem und die jeweilige Radposition. Aus der dynamischen Änderung der Radposition über den unten beschriebenen Zustandsgrößen ergibt sich des Weiteren eine Beeinflussung der Geschwindigkeitsverhältnisse im Radmittelpunkt und somit eine Beeinflussung vom Umfangsschlupf κ , respektive kinematischem Schräglaufwinkel α_0 . Berücksichtigt werden die Abhängigkeiten vom Lenkradwinkel δ_H , vom gleichseitigen Federweg z_i , vom wechselseitigen Federweg z_o , der Longitudinal- und Lateralkraft F_x , respektive F_y , sowie vom Rückstellmoment M_z . Schließlich wird darüber hinaus noch der Einfluss der Lateralkraft F_{y0} und des Rückstellmomentes M_{z0} am gegenüberliegenden Rad berücksichtigt, welche sich bspw. aus Nachgiebigkeit des Lenksystems oder einem elastisch gelagerten Hilfsrahmen ergeben. Die lineare Superposition wurde in vorangegangenen Untersuchungen auf Subsystemebene als valide für den Anwendungszweck der Untersuchungen in dieser Arbeit qualifiziert.

$$\delta = \delta_0 + \delta_{\delta_H} + \delta_{z_i} + \delta_{z_o} + \delta_{F_y} + \delta_{M_z} + \delta_{F_x} + \delta_{F_{y0}} + \delta_{M_{z0}} \quad (7.1)$$

mit $\delta_0 = C$

und $\delta_i = f(i^n, i^{n-1}, \dots, i^1) \quad \text{for } i = \{\delta_H, z_i, z_o, F_y, M_z, F_x, F_{y0}, M_{z0}\}$

BESCHREIBUNG DES LENKSYSTEMS

Vom Lenksystem des Fahrzeuges sind nur die wesentlichen Elemente in diesem Modell abgebildet. Es besteht aus einer kumulativen Torsionsteifigkeit der Lenksäule, einer Lenkmomentenkennung über der Fahrzeuglateralbeschleunigung, sowie einer der vorangegangenen Identifikation der Eigenschaften der Radführung entsprechenden kinematisch variablen Lenkübersetzung. Das für diese Untersuchungen verwendete Fahrzeug ist ausgerüstet mit einer passiven Lenkung mit elektro-mechanischer Unterstützung. Die Lenkungsmodellierung beinhaltet keine Reibung.

PARAMETERIDENTIFIKATION DES GESAMTFahrZEUGMODELLS

Die Parameteridentifikation des Modells erfolgt vollständig auf Basis einer sogenannten Vorwärtsparmetrierung. Demzufolge werden nur experimentelle Daten und automatisierte Prozesse zur Parameterbestimmung verwendet und wird das Modell anschließend, sobald es vollständig parametrisiert ist, mithilfe einer Validierung hinsichtlich der Eignung für den Anwendungszweck überprüft. Um eine bestmögliche Übereinstimmung zwischen Fahrzeugmessung und Gesamtfahrzeugsimulation zu erreichen, werden das Lenkradwinkelsignal $\delta_H(t)$ über der Manöverzeit und die Initialgeschwindigkeit direkt vor Manöveranfang $v_{x,A}$



dem Simulationsmodell als Eingangssignale vorgegeben. Auf diese Weise werden unmittelbare Unterschiede in Bezug auf die Systemausgänge aufgrund von unterschiedlichen Eingangssignalen vermieden.

7.1.1. VALIDIERUNG DES GESAMTFAHRZEUGMODELLS

Zur Validierung des Gesamtfahrzeugmodells werden die gerechneten Reifenzustände mit den am Fahrzeug gemessenen Schräglaufwinkeln, Sturzwinkeln und Vertikalkräften verglichen (vgl. Abschnitt 3.2). Zu diesem Zweck wird das Manöver *SRS100* (vgl. Tabelle 3.2) durchgeführt und die Reifenbetriebszustände in Abbildung 7.3 über der Lateralbeschleunigung dargestellt. Insbesondere die in Abbildung 7.3(a) und Abbildung 7.3(b) dargestellten Reifenschräglaufwinkel im gesamten und Linearbereich, sowie die in Abbildung 7.3(c) und Abbildung 7.3(d) dargestellten Reifensturzwinkel werden vom Fahrzeugmodell mit sehr hoher Genauigkeit abgebildet. Bei den in Abbildung 7.3(e) und Abbildung 7.3(f) abgebildeten Vertikalkräften sind insbesondere auf der Kurveninnenseite Abweichungen zwischen gemessener und berechneter Vertikalkraft erkennbar. Auch fällt die geringere Spreizung der Vertikalkräfte an der Hinterachse auf, welches potenziell auf eine Vielzahl an Faktoren zurückzuführen ist. So wirken sich bspw. eine zu geringe Stabilisatorsteifigkeit, nicht-lineare Zusammenhänge der Nebenfederrate, Abweichungen in der Momentanpolhöhe oder eine Kombination vorgenannter Faktoren auf diese Größe aus. Auch Abweichungen in den am Fahrzeug gemessenen Vertikalkräften sind den Ausführungen in Abschnitt 3.5 nach nicht auszuschließen. Im Sinne der Vorwärtsparmetrierung des Fahrzeugmodells und aufgrund der ohnehin sehr hohen Übereinstimmung zwischen Messung und Rechnung wird die Fahrzeugparametrierung nicht weiter angepasst.

7.2. GEGENÜBERSTELLUNG VON GEMESSENEN UND GERECHNETEN FAHRZEUGKENNGRÖSSEN

Dem im vorangegangenen Abschnitt 7.1 beschriebenen und hinsichtlich Reifenbetriebszustände validierten Gesamtfahrzeugmodell werden in diesem Abschnitt Fahrzeugmessungen gegenübergestellt. Zu diesem Zweck wird das Modell sowohl mit Reifenmodellen nach dem verbesserten Stand der Technik, als mit Reifenmodellen nach der in dieser Arbeit beschriebenen hybriden Methode ausgestattet. Anschließend werden die in Tabelle 3.2 dargestellten Manöver auf Basis gemessener Eingangssignale mithilfe des Gesamtfahrzeugmodells gerechnet. Die Validierung erfolgt auf Basis einer in Tabelle 6.3 dargestellten Auswahl von neun Reifenspezifikationen unterschiedlichen Typs, Dimensions und Herstellers. Es gilt zu beachten, dass die als Referenz dienenden Gesamtfahrzeuggrößen und die Reibgrößen des Reifens auf örtlich unterschiedlichen Prüfstrecken ermittelt wurden.

7.2.1. AUSWERTUNG UND KONFIDENZINTERVALL VON FAHRZEUGMESSUNGEN

Nachdem das Inertialmesssystem zwar nahe, aber nicht direkt im Fahrzeugschwerpunkt misst, muss eine entsprechende Koordinatentransformation erfolgen. Um eine möglichst geringe Beeinflussung der Messergebnisse zu gewährleisten, erfolgt diese Transformation nicht online auf dem Messsystem, sondern erst nachträglich am Rechner. Hierzu wird die Position des Messsystems innerhalb des Fahrzeuges identifiziert, ebenso wie die Lage des Fahrzeugschwerpunktes in der x-y-Ebene. Zur Transformation wird Gleichung 3.1 verwendet. Außerdem wurde in vorangegangenen Untersuchungen ein Zeitverzug zwischen den beiden verwendeten Messsystemen festgestellt, welcher durchschnittlich 21 ms beträgt. Die Messergebnisse des Inertialmesssystems werden um diesen Zeitverzug korrigiert. Die Darstellung des Ergebnisses von Messung und Rechnung erfolgt in Form der Präzision

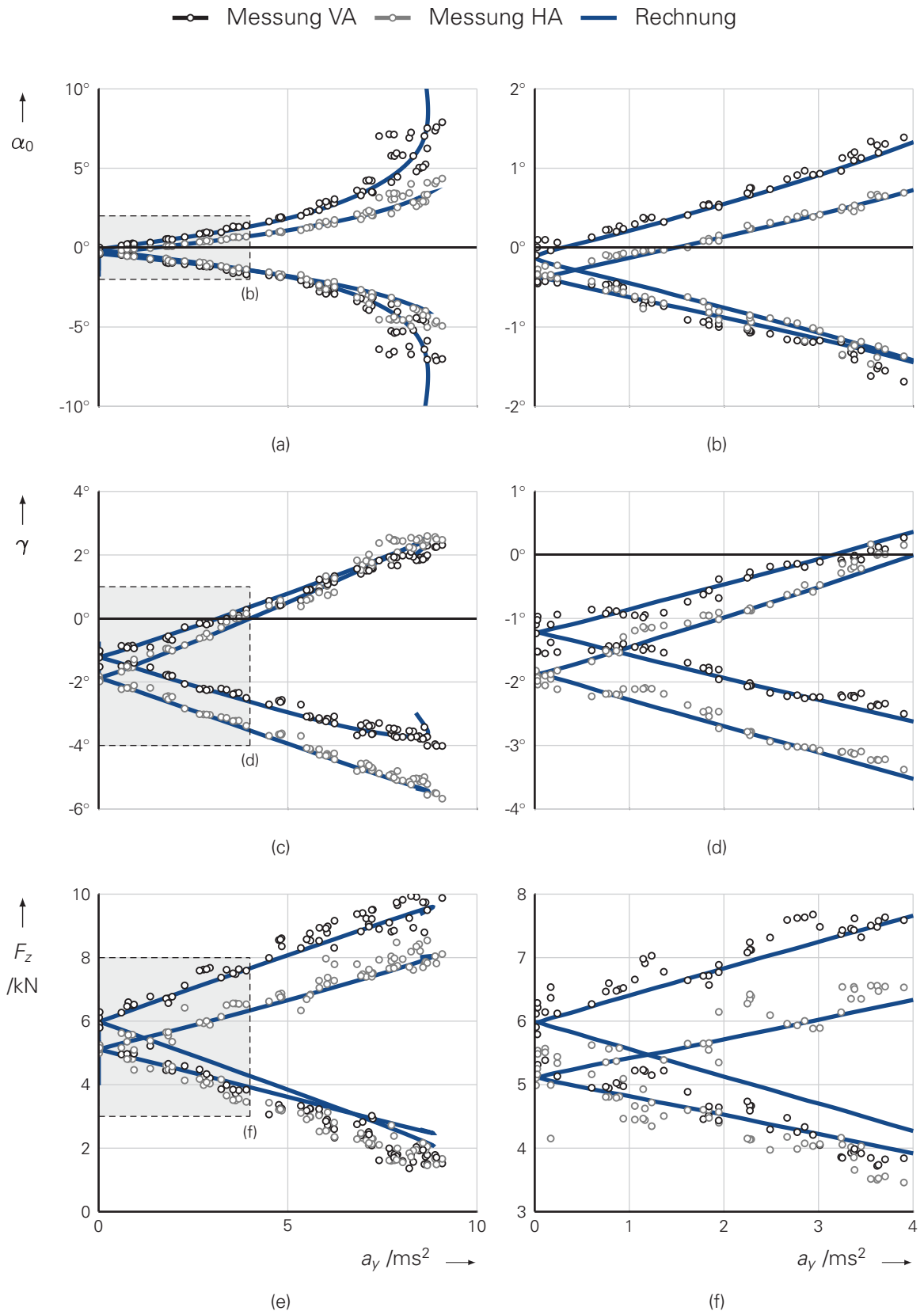


Abbildung 7.3.: Gegenüberstellung von real gemessenen und gerechneten (a) Schräglaufwinkeln, (c) Sturzwinkeln und (e) Vertikalkräften über der Lateralbeschleunigung im gesamten lateraldynamischen Bereich, sowie jeweils in (b), (d) und (f) vergrößert dargestellt im Bereich $|a_y| \leq 4 \text{ ms}^{-2}$ (vgl. Abbildung 3.4 und Abbildung 3.5).

Q_r des gerechneten Wertes X_i bezogen auf den im Gesamtfahrzeugversuch gemessenen Referenzwert X_{ref} gemäß Gleichung 4.69.

AUSWERTUNG QUASI-STATIONÄRER FAHRZEUGMESSUNGEN

Die Fahrzeugmessungen, welche als Referenz für das identifizierte Reifenverhalten dienen, unterliegen insbesondere aufgrund einer manuellen Manöverdurchführung, Präzision der Messtechnik und Unregelmäßigkeiten der Fahrbahnoberfläche unterschiedlich ausgeprägten Streuungen. Der Gesamtpräzision der Fahrzeugmessungen wird im Folgenden in Form von Fehlerbalken Rechnung getragen, welche dem Konfidenzintervall $P(\hat{\mu} - \hat{\sigma} \leq \bar{X} \leq \hat{\mu} + \hat{\sigma})$ entsprechen, mit Stichprobenmittelwert $\bar{X}$, geschätztem Erwartungswert $\hat{\mu}$, sowie geschätzter Standardabweichung $\hat{\sigma}$. Diese Fehlerbalken gelten demzufolge einerseits als Maß für die Streuung von Fahrzeugmessungen und andererseits als Zielkorridor für die Fahrzeugsimulation.

AUSWERTUNG DYNAMISCHER FAHRZEUGMESSUNGEN

Zur Auswertung von dynamischen Fahrzeugmessungen wird eine Synthese von Einzelmessungen durchgeführt. Die Begründung hierfür besteht darin, dass die Manöver *W100* und *RS100* (vgl. Tabelle 3.2) manuell durchgeführt werden und demnach pro Einzelmessung eine Abdeckung verschiedener Frequenzbereiche mit unterschiedlicher spektraler Leistungsdichte des Lenkradwinkelsignals $P_{\delta_H}(f)$ erfolgt. Die einzelnen Übertragungsfunktionen werden gemäß Gleichung 7.2 als Quotient der Kreuzkorrelationsfunktion zwischen Ein- und Ausgangssignal $S_{yx}(f)$ und der Autokorrelationsfunktion des Eingangssignals $S_{xx}(f)$ berechnet. Die Synthese der Übertragungsfunktionen erfolgt gemäß Gleichung 7.3 über der Gesamtzahl n an gefahrenen Manövern.

$$T_{xy}(f) = \frac{S_{yx}(f)}{S_{xx}(f)} \quad (7.2)$$

$$T_{xy,S}(f) = \frac{\sum_{i=1}^n (T_{xy}(f) \cdot S_{xx}(f))}{\sum_{i=1}^n S_{xx}(f)} \quad (7.3)$$

Die synthetisierte Übertragungsfunktion $T_{xy,S}(f)$ stellt gemäß Gleichung 7.3 eine Kombination aller gefahrenen Manöver dar und erlaubt somit keine Auswertung eines Konfidenzintervalls. Nachdem die Übertragungsfunktion von Giergeschwindigkeit $\dot{\psi}$ zu Lenkradwinkel δ_H teilweise nur ein geringfügiges Maximum ausprägt, wird der Frequenzbereich zwischen $0.95 \left| \frac{\dot{\psi}}{\delta_H} \right|_{max} \leq \left| \frac{\dot{\psi}}{\delta_H} \right| \leq \left| \frac{\dot{\psi}}{\delta_H} \right|_{max}$ in Form eines Fehlerbalkens für die identifizierte Eigenfrequenz der Giergeschwindigkeit f_{eig} angegeben.

7.3. VALIDIERUNG VON LONGITUDINALEN KENNGRÖSSEN

Die Validierung von longitudinalen Reifencharakteristika, insbesondere von longitudinalen Reibgrößen, erfolgt durch einen Vergleich zwischen dem ermittelten bezogenen longitudinalen Reibungskoeffizienten μ_x und dem experimentell ermittelten Bremsweg s_B nach Tabelle 3.1. Weil der bezogene longitudinale Reibungskoeffizient über der Vertikalkraft nahezu konstant ist (vgl. beispielsweise Unterabschnitt 5.5.2), wird dessen Mittelwert in Bezug zum am Fahrzeug experimentell ermittelten Bremsweg gesetzt. Es gilt hier zu beachten,

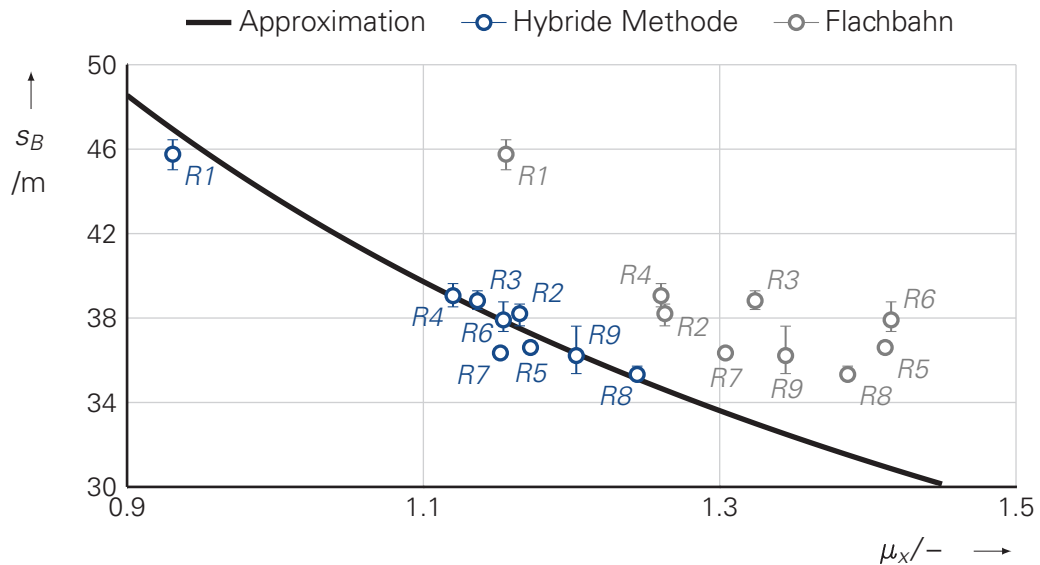


Abbildung 7.4.: Gegenüberstellung des experimentell am Gesamtfahrzeug ermittelten Bremsweges s_B und des bezogenen longitudinalen Reibbeiwertes μ_x für die hybride Methode und den Flachbahnprüfstand. Ebenfalls dargestellt sind Fehlerbalken, welche die absolute Streuung der Einzelmessungen darstellen und der Zusammenhang zwischen s_B und μ_x gemäß Gleichung 7.4.

dass das Fahrzeug mit einem ABS-System ausgestattet ist und dementsprechend nur mit einer gewissen Regelgüte in der Lage ist, das Maximum der Umfangschlupfkurve einzuregeln. Diese Regelgüte, auch genannt Reibwertausnutzung, des ABS-Systems liegt auf trockener Fahrbahn i.d.R. im Bereich 90-95%. Als Referenz ist ebenfalls der theoretische Bremsweg $s_{B,t}$ eingezeichnet, welche sich mit einer Regelgüte von 90% gemäß Gleichung 7.4 ergibt.

$$s_{B,t} = \frac{v_0^2}{2 * 0.9 \mu_x g} \quad (7.4)$$

In Abbildung 7.4 ist erkennbar, dass die mittels der hybriden Methode identifizierten longitudinalen Reibungskoeffizienten μ_x in der Reihenfolge bis auf geringfügige Abweichungen dem gemessenen Bremsweg s_B entsprechen. Des Weiteren zeigt sich, dass eine Abschätzung des Bremsweges mittels Gleichung 7.4 auf Basis der identifizierten longitudinalen Reibungskoeffizienten bereits belastbare Ergebnisse liefert. Zwar ist davon auszugehen, dass die hier im Allgemeinen angenommene Regelgüte von 90% von Reifen zu Reifen unterschiedlich ist, so erscheint dessen Einfluss jedoch nicht maßgeblich. Außerdem ist erkennbar, dass die dem Stand der Technik entsprechend auf dem Flachbahnprüfstand ermittelten longitudinalen Reibungskoeffizienten keine präzise Vorhersage des Bremsweges erlauben. So ist der Reibungskoeffizient auf dem Flachbahnprüfstand für Reifen $R5$ und $R6$ am höchsten, während der Bremsweg dieser Reifen nur im Mittelfeld der untersuchten Reifen liegt. Eine weitere Erkenntnis liefert die Betrachtung der Approximation gemäß Gleichung 7.4 hinsichtlich der absoluten Vorhersage des Bremsweges auf Basis der gemessenen bezogenen longitudinalen Reibungskoeffizienten. Bereits der sehr einfache Zusammenhang, der dieser Approximation zugrunde liegt, erlaubt eine sehr hohe Prognosegüte des Bremsweges. Die Rechnung eines Gesamtfahrzeugmodelles, inklusive der Abbildung des ABS-Regelsystems, würde potenziell nur noch zu einer geringfügigen Verbesserung des Ergebnisses führen.

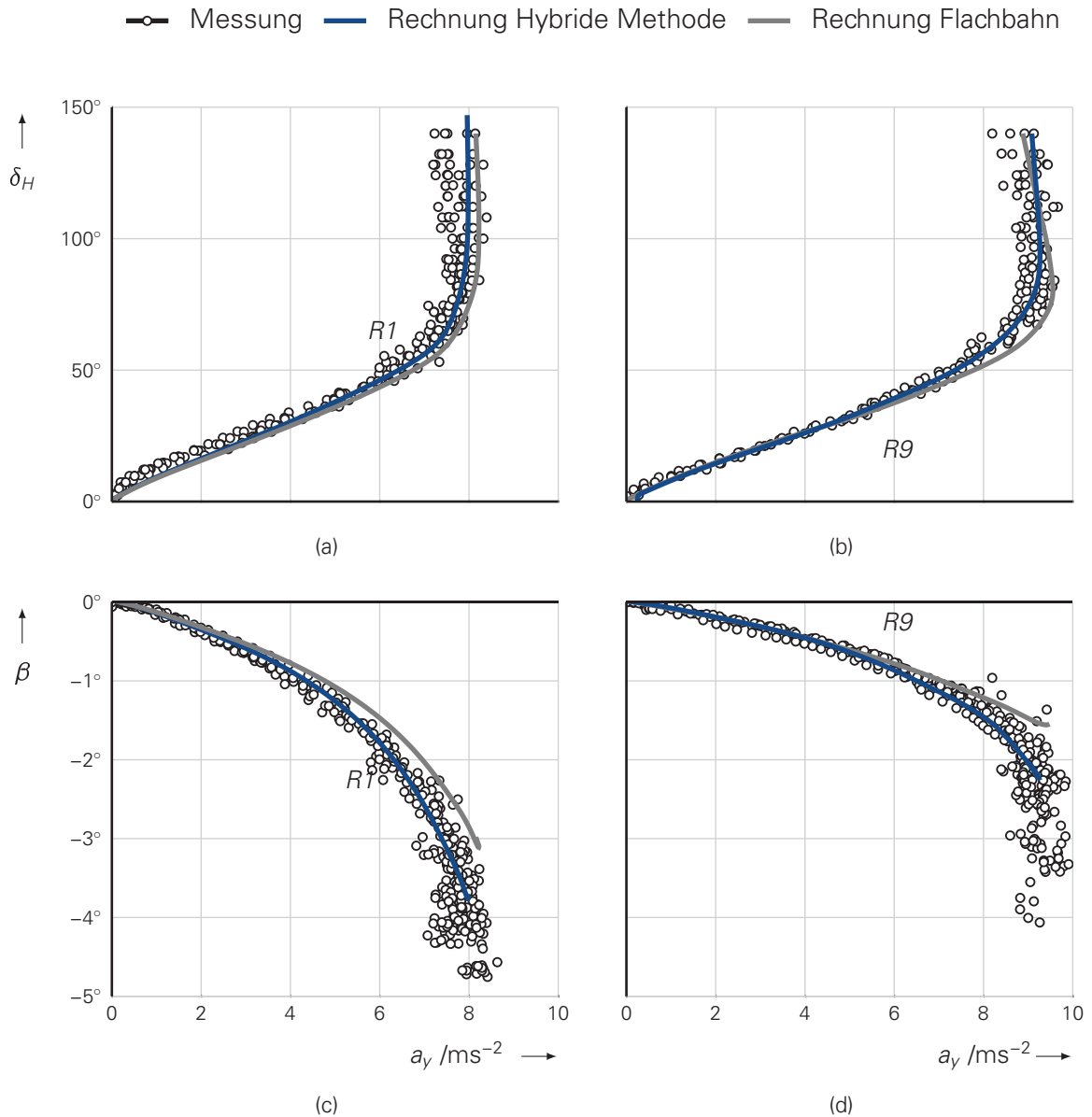


Abbildung 7.5.: Darstellung der Ergebnisse der Validierung von stationären lateralen Reifencharakteristika für zwei untersuchte Reifen (vgl. Tabelle 6.3). (a) und (b) zeigen den Verlauf des Lenkradwinkels über der Lateralbeschleunigung, während (c) und (d) den Schwimmwinkel im Fahrzeugschwerpunkt in Relation zur Lateralbeschleunigung darstellen.



7.4. VALIDIERUNG VON STATIONÄREN LATERALEN KENNGRÖSSEN

Zur Validierung der im vorangegangenen Kapitel 6 synthetisierten lateralen Reifencharakteristika sind in Abbildung 7.5 zunächst für die in Tabelle 6.3 spezifizierten Reifen *R1* und *R9* der Lenkradwinkel- und Schwimmwinkelverlauf über der Lateralbeschleunigung dargestellt. Die dargestellten Größen werden im Manöver *SRS100* ermittelt (vgl. Tabelle 3.2) und entsprechen annähernd dem stationären Fahrverhalten. Erkennbar ist, dass während im Linearbereich bei $a_y \leq 4 \text{ ms}^2$ augenscheinlich nur geringfügige Unterschiede auftreten, der Unterschied sich insbesondere im Grenzbereich bei $a_y > 7 \text{ ms}^2$ darstellt. Im Vergleich zu Abbildung 1.3 in Kapitel 1 fällt jedoch auf, dass bereits die auf der Flachbahn identifizierten Reifencharakteristika dem am Fahrzeug gemessenen Verhalten deutlich besser entsprechen. Der Unterschied im Ergebnis ergibt sich aus den unterschiedlichen Prozeduren und insbesondere aus der Reifenkonditionierung, welche bei den hier dargestellten Flachbahn-Ergebnissen entsprechend Tabelle 6.2 ebenfalls berücksichtigt wurde. In Bezug auf den Schwimmwinkel bestätigt sich die Verbesserung der hybriden Methoden gegenüber dem Ergebnis der Vermessung auf der Flachbahn, sowie dessen Verbesserung gegenüber dem Stand der Technik in Abbildung 1.3. Insbesondere der Verlauf des Schwimmwinkels im Bereich der maximalen Lateralbeschleunigung wird augenscheinlich besser abgebildet.

7.4.1. MAXIMALE LATERALBESCHLEUNIGUNG

Zur Verdeutlichung und Darstellung der Validierungsergebnisse aller in Tabelle 6.3 spezifizierten Reifen, werden entsprechend Abbildung 3.2 die zugehörigen Gesamtfahrzeugkenngrößen ermittelt. Die Darstellung erfolgt in Form der Präzision Q_r der Rechnung bezogen auf den im Gesamtfahrzeugversuch gemessenen Referenzwert gemäß Gleichung 4.69. In Abbildung 7.6 sind die auf den Lenkradwinkel bezogenen stationären Kenngrößen dargestellt. Abbildung 7.6(a) zeigt die Präzision der maximalen Lateralbeschleunigung. Das Konfidenzintervall der Fahrzeugmessung wird, mit dem Rechenmodell und mittels der hybriden Methode parametrisierten Reifenmodellen, in allen neun Fällen erreicht. Ein Vergleich mit dem verbesserten Stand der Technik zeigt, dass die Beschreibung der maximalen Lateralbeschleunigung erheblich verbessert wird. Die Verbesserung ergibt sich insbesondere durch die Vermessung von Reibgrößen auf der realen Fahrbahn. In Übereinstimmung mit den vorangegangenen Darstellungen in Abbildung 5.11 und Abbildung 6.10 zeigt sich für jeden Reifen eine individuelle Abweichung zwischen der auf Basis der Flachbahnmessung berechneten und der am Fahrzeug gemessenen maximalen Lateralbeschleunigung. Auf Basis des Standes der Technik wird das Konfidenzintervall nur in zwei Fällen getroffen, während in den übrigen sieben Fällen eine Abweichung von bis zu 6.4% auftritt. Die Abweichungen stimmen außerdem mit den in Abbildung 6.10 dargestellten, auf Reifenebene ermittelten, Unterschieden in der maximalen Lateralkraft zwischen dem synthetisierten und rein auf Basis von Flachbahnmessungen identifizierten Reifenmodell überein.

7.4.2. LENKRADWINKELGRADIENT IM LINEARBEREICH

Die Unterschiede im Lenkradwinkelgradient im Linearbereich, dargestellt in Abbildung 7.9(b), fallen erwartungsgemäß kleiner aus, nachdem die Strukturgrößen des hybriden Reifenmodells auf Basis von Flachbahnmessungen identifiziert werden. Ein kleiner Unterschied stellt sich jedoch ein, nachdem bei Lateralbeschleunigung $a_y = 0.4g$ bereits Reifenschräglaufwinkel deutlich über 1° erreicht werden und somit nicht länger vom Haftzustand ausgegangen werden kann (vgl. Abschnitt 3.2 und Abschnitt 4.1). Mithilfe der hybriden Methode wird durchschnittlich eine Erhöhung der Präzision der Berechnung erzielt, was in einer Präzision von $Q_r > 95\%$ für alle untersuchten Reifen mündet.

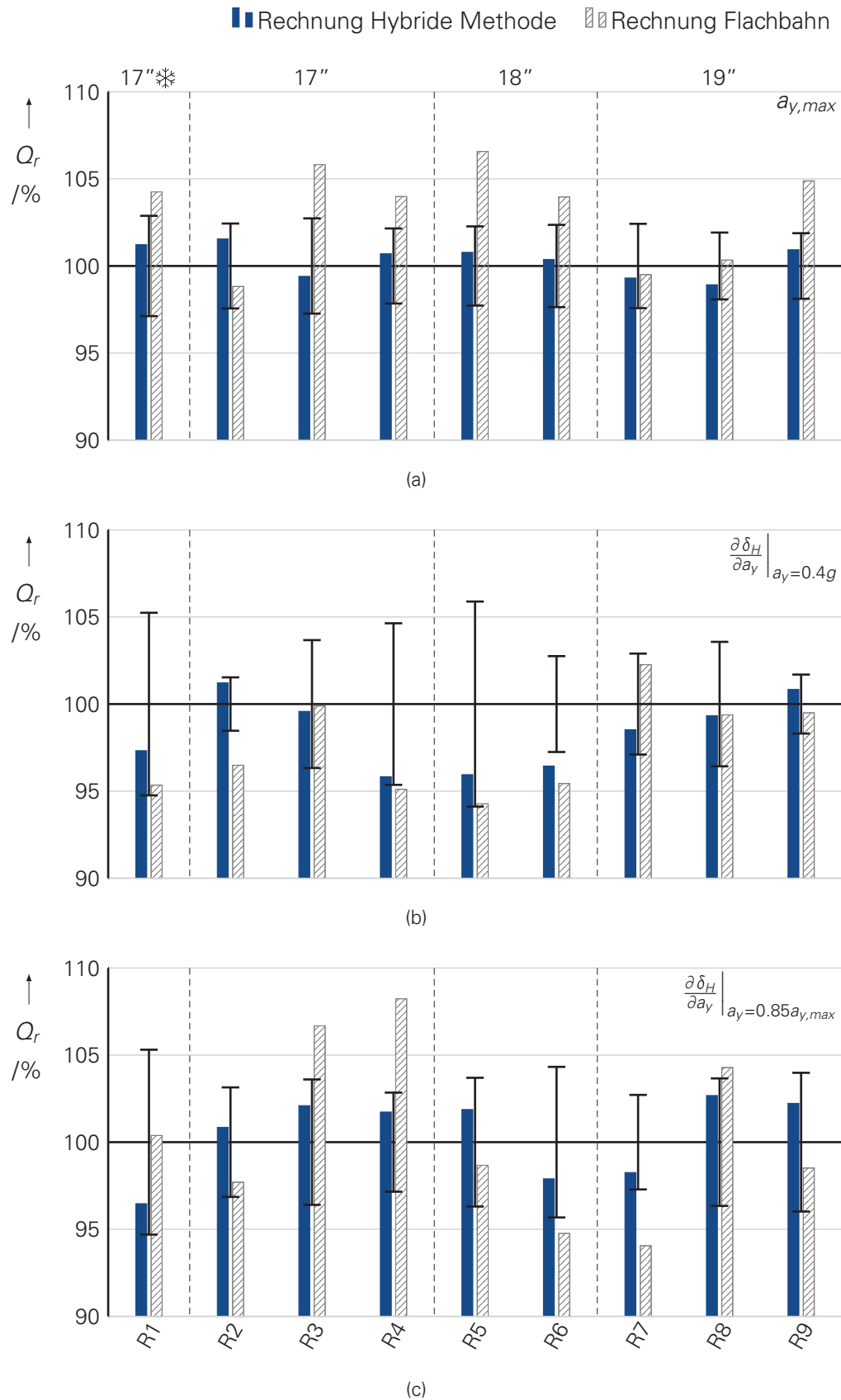


Abbildung 7.6.: Übersicht der Validierungsergebnisse in Form der Präzision Q_r der Kenngrößen (a) maximale Lateralbeschleunigung, (b) Lenkradwinkelgradient im Linearbereich und (c) Lenkradwinkelgradient im Grenzbereich für die in dieser Arbeit untersuchten Reifen

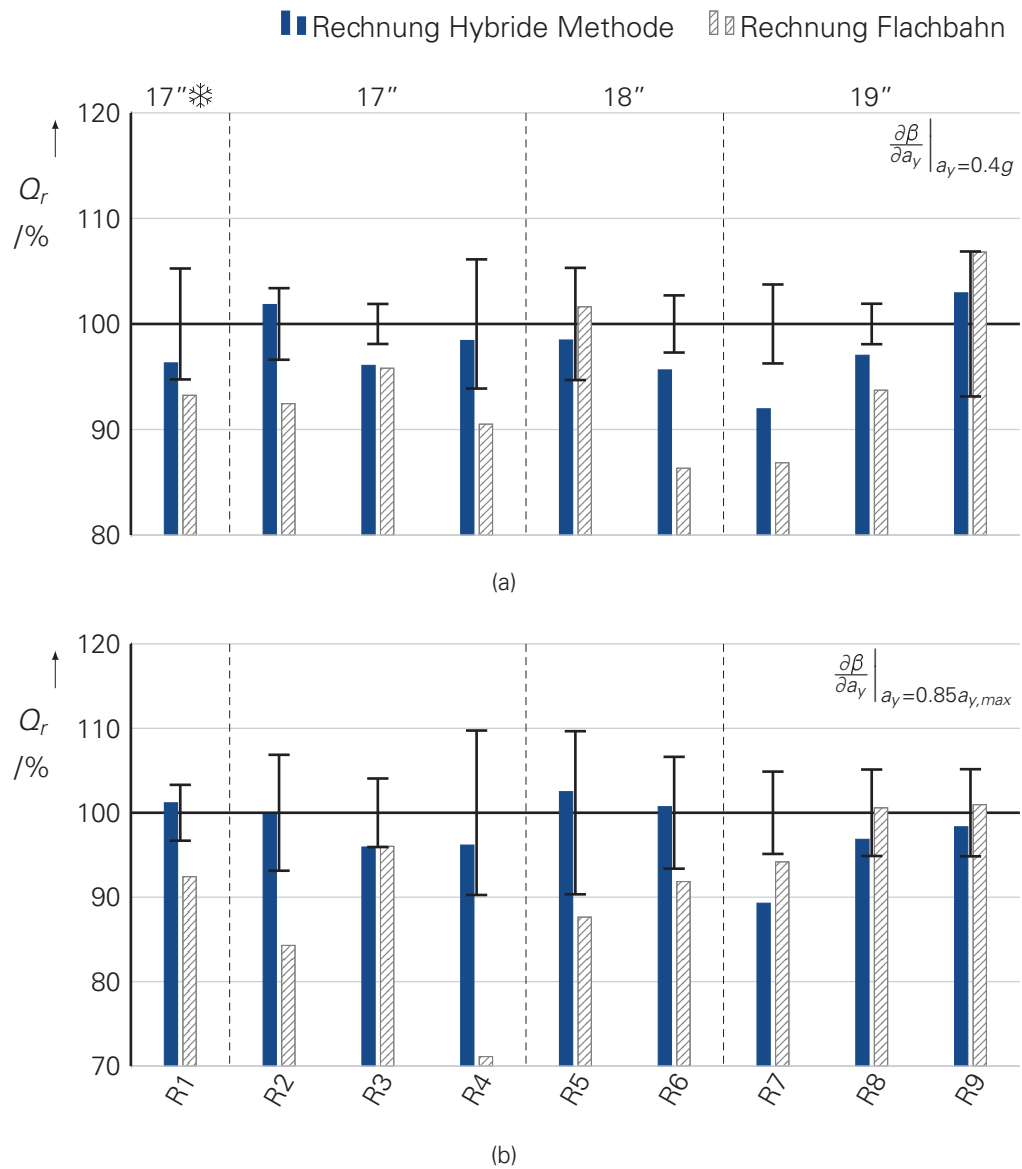


Abbildung 7.7.: Übersicht der Validierungsergebnisse in Form der Präzision Q_r der Kenngrößen (a) Schwimmwinkelgradient im Linearbereich und (b) Schwimmwinkelgradient im Grenzbereich für die in dieser Arbeit untersuchten Reifen



7.4.3. LENKRADWINKELGRADIENT IM GRENZBEREICH

In Bezug auf den in Abbildung 7.6(c) dargestellten Lenkradwinkelgradient im Grenzbereich fällt auf, dass durchschnittlich ebenfalls eine Verbesserung im Vergleich zur Flachbahn erreicht wird. Insbesondere ist die Anzahl der Ausreißer nach oben und unten, wie sich Reifen *R3*, *R4*, *R6* und *R7* des Ergebnisses der Flachbahn darstellen, im Falle der hybriden Methode geringer. Außerdem gilt zu beachten, dass die Lateralbeschleunigung, an der diese Kenngröße ausgewertet wird, von der in dem jeweiligen Versuch erreichten maximalen Lateralbeschleunigung abhängt. Diese ist weicht gemäß Abbildung 7.6(a) insbesondere im Falle der Flachbahn von der Gesamtfahrzeugmessung ab. Würde der Lenkradwinkelgradient im Grenzbereich bei gleicher Lateralbeschleunigung ausgewertet werden, so fiel der Unterschied zwischen den beiden Methoden deutlicher aus.

7.4.4. SCHWIMMWINKELGRADIENT IM LINEARBEREICH

Die Präzision des im Schwerpunkt ermittelten Schwimmwinkelgradienten wird für die untersuchten Reifen und die jeweiligen Betriebszustände $a_y = 0.4g$ und $a_y = 0.85a_{y,m}$ in Abbildung 7.7 dargestellt. In Abbildung 7.7(a) ist im Linearbereich ebenfalls eine sehr gute Übereinstimmung und einen nur geringen Unterschied zwischen den Ergebnissen der mittels der hybriden Methode und den am Flachbahn ermittelten Reifenmodellen festzustellen. Wenngleich das Konfidenzintervall der Gesamtfahrzeugmessung nicht für alle Reifen erreicht wird, so ist im Allgemeinen eine geringfügige Verbesserung sichtbar und wird bei allen Reifen eine Präzision von $Q_r > 90\%$ erreicht. Der Grund für die geringen Unterschiede zwischen der hybriden Methode und dem Flachbahnprüfstand ist wie bereits zuvor die Tatsache, dass das für diese Gesamtfahrzeugkenngröße gemäß Unterabschnitt 2.2.1 maßgebliche Reifencharakteristikum der Schräglaufsteifigkeit als Strukturgröße auf dem Flachbahnprüfstand identifiziert wird und die Reifenbetriebspunkte am Fahrzeug in diesem Fahrzustand nur geringfügig von der Prüfmethode abweichen.

7.4.5. SCHWIMMWINKELGRADIENT IM GRENZBEREICH

Die in Abbildung 7.7(b) dargestellten Differenzen zwischen dem hybriden und dem auf der Flachbahn identifizierten Reifenmodell hinsichtlich des Schwimmwinkelgradienten im Grenzbereich sind erwartungsgemäß größer. Insbesondere bei *R4* fällt der Unterschied quantitativ sehr groß aus. Auf Basis der Flachbahnmessung wurde der Schwimmwinkelgradient im Grenzbereich deutlich zu gering prognostiziert. Bis auf *R7* wird bei allen untersuchten Reifen eine Präzision des Schwimmwinkelgradienten im Grenzbereich von $Q_r > 90\%$ erreicht. Außerdem ist in Abbildung 7.7(b) ersichtlich, dass gegenüber dem Flachbahnprüfstand durchschnittlich eine deutliche Verbesserung der Prognosegüte erreicht wird.

7.5. VALIDIERUNG VON INSTATIONÄREN LATERALEN KENNGRÖSSEN

Zur Bewertung der Validität der identifizierten dynamischen Reifencharakteristika wird die durch Rechnung ermittelte Eigenfrequenz der Giergeschwindigkeit bezogen auf den Lenkradwinkel f_{eig} , sowie die Überhöhung der Giergeschwindigkeit bei der Eigenfrequenz gegenüber dem Stationärwert analysiert. Nachdem sich die effektive Schräglaufsteifigkeit zwischen den beiden verglichenen Methoden nur geringfügig unterscheidet (vgl. Abbildung 6.9), ist hier ebenso wie im stationären Linearbereich nur ein geringer Unterschied zu erwarten. Insbesondere zeigt sich die durch Reifenkonditionierung erreichte Qualität und Präzision der Methode in Form der Güte beider Ergebnisse. Die identifizierte Einlauflänge unterscheidet

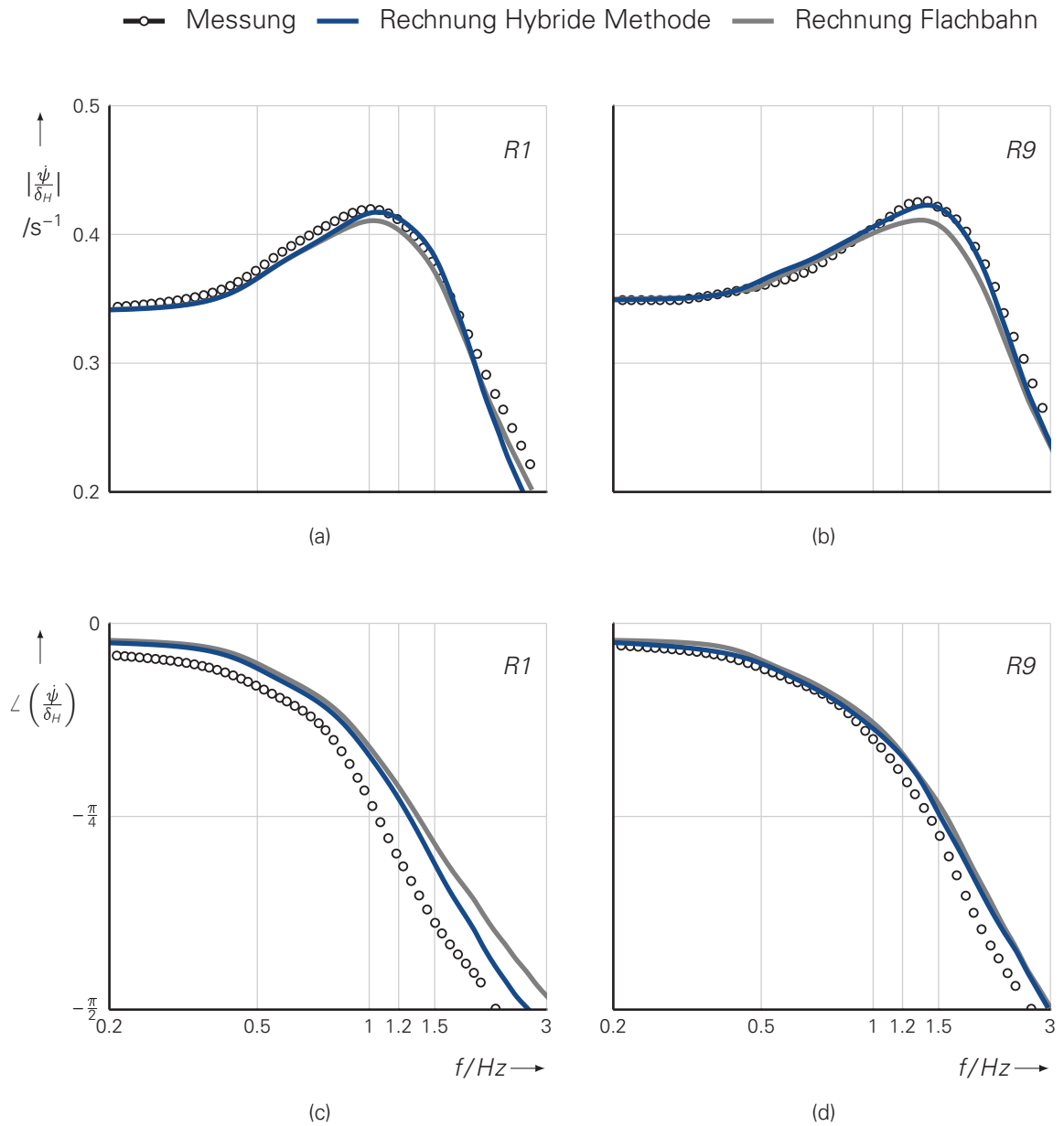


Abbildung 7.8.: Gegenüberstellung der Übertragungsfunktion von Lenkradwinkel zu Giergeschwindigkeit für Messung und Rechnung für $R1$ und $R9$

sich darüber hinaus aufgrund des in Unterabschnitt 4.3.3 beschriebenen Verfahrens und der Berücksichtigung der Geschwindigkeitsabhängigkeit. In Abbildung 7.8 ist für zwei Reifen die gemäß Gleichung 7.3 synthetisierte Übertragungsfunktion von Lenkradwinkel zu Giergeschwindigkeit dargestellt. Zunächst ist der Unterschied zwischen den beiden Reifen deutlich sichtbar. Während die Eigenfrequenz f_{eig} von *R1* knapp unterhalb von 1.0 Hz liegt, erreicht *R9* eine Eigenfrequenz von knapp oberhalb von 1.4 Hz. Außerdem ist erkennbar, dass, trotz leichter Unterschiede in der stationären Übertragung, die Eigenfrequenz und Überhöhung für beide Reifen vom Rechnungsmodell sehr gut getroffen werden. Der in Abbildung 7.8(b) dargestellte Phasenwinkel zwischen Giergeschwindigkeit und Lenkradwinkel stimmt für *R9* bis nach der Eigenfrequenz ebenfalls sehr gut überein, bei *R1* jedoch fällt bereits ab ca. 0.5 Hz ein deutlicher Unterschied auf. Erkennbar ist weiterhin, dass die Zunahme der Einlauflänge aufgrund der Berücksichtigung der Geschwindigkeitsabhängigkeit zu einer Verbesserung der Abbildungsgüte des hybriden Reifenmodells führt. Dies gilt sowohl für die Amplitude der Übertragungsfunktion, als für die Phase.

7.5.1. VALIDIERUNG DER EIGENFREQUENZ DER GIERGESCHWINDIGKEIT

In Abbildung 7.9 ist eine Übersicht der Präzision der Gesamtfahrzeugkenngrößen f_{eig} und $\Delta|\frac{\psi}{\delta_H}|$ über alle neun untersuchten Reifen dargestellt. Wenngleich hinsichtlich der Präzision von f_{eig} Unterschiede zwischen der hybriden Methode und dem Ergebnis des Flachbahnprüfstandes auftreten, so treffen beide Methoden die Konfidenzintervalle der Gesamtfahrzeugmessung für alle untersuchten Reifen. Dies bestätigt insbesondere die korrekte Identifikation der Schräglaufsteifigkeit an Vorder- und Hinterachse (vg. Unterabschnitt 2.2.3).

7.5.2. VALIDIERUNG DER VERSTÄRKUNG DER GIERGESCHWINDIGKEIT

Bei Betrachtung von der Differenz der Verstärkung der Giergeschwindigkeit über dem Lenkradwinkel $\Delta|\frac{\psi}{\delta_H}|$ fällt auf, dass diese auf Basis der Flachbahnmessungen nicht ausreichend präzise abgebildet wird. Durch Berücksichtigung der Geschwindigkeitsabhängigkeit, und die sich daraus ergebende Zunahme, der Einlauflänge (vgl. Abschnitt 4.3.3 und Abbildung 6.9(b)) wird eine maßgebliche Verbesserung der Abbildungsgüte der Rechnung erreicht. Bei sieben von neun Reifen wird das Konfidenzintervall der Gesamtfahrzeugmessung erreicht. Für Reifen *R5* und *R8* wird zwar eine deutliche Verbesserung der Präzision der Rechnung erzielt, das Konfidenzintervall jedoch nicht vollständig erreicht.

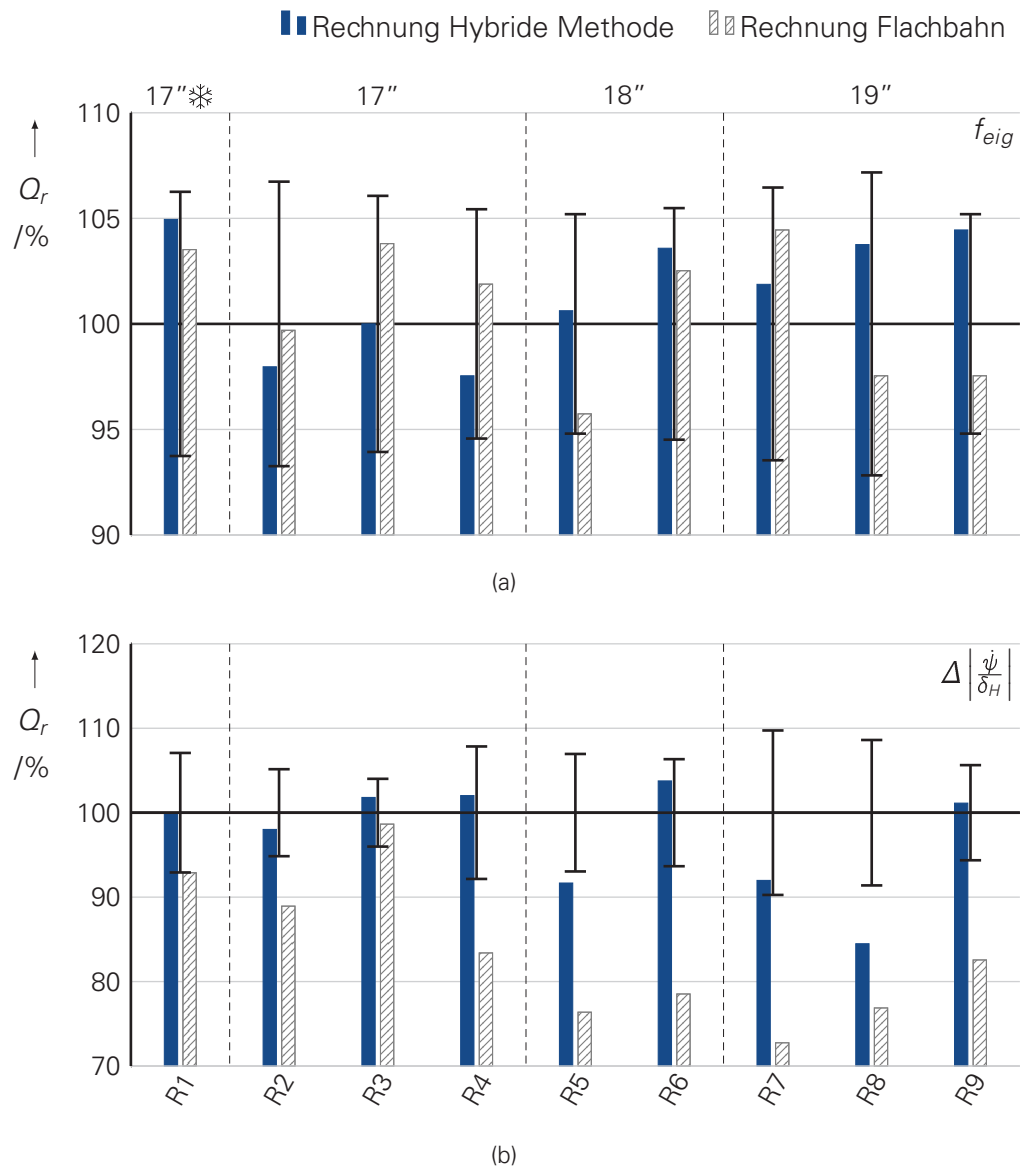


Abbildung 7.9.: Übersicht der Validierungsergebnisse in Form der Präzision Q_r der Kennwerte (a) Eigenfrequenz der Giergeschwindigkeit bezogen auf den Lenkradwinkel und (b) Überhöhung der Amplitude der Giergeschwindigkeit über dem Lenkradwinkel bei der Eigenfrequenz für die untersuchten Reifen



7.6. DISKUSSION

Die Validierung der in dieser Arbeit beschriebenen hybriden Methode erfolgte in diesem Kapitel auf Basis von Gesamtfahrzeugkenngrößen. Im Nachfolgenden werden diese Tatsache, sowie weitere Aspekte der Validierung diskutiert.

VALIDIERUNG VON REIFENCHARAKTERISTIKA AM GESAMTFAHRZEUG

Üblicherweise erfolgt eine Validierung der Modellrechnung zunächst auf Komponenten-Ebene und erst zum Schluss auf Gesamtfahrzeug-Ebene. Im Falle des Reifens ist dies jedoch nicht möglich. Erstens existiert kein einziges Prüffeld, welches die geschlossene Identifikation aller Reifencharakteristika unter realen Bedingungen erlaubt und somit eine Referenzmessung durchführen könnte. Zweitens wird insbesondere in der Ermittlung der Betriebsbedingungen von Reifen und der erzeugten Kräfte am Fahrzeug mittels einer umfassenden Messausrüstung (vgl. Abschnitt 3.5) keine ausreichend hohe Güte erreicht, dass das Ergebnis dieser Vermessung als Referenz für die identifizierten Reifencharakteristika dienen könnte. Die Validierung auf Basis von Gesamtfahrzeugkenngrößen bedingt jedoch nicht nur den Vergleich sich mittelbar ergebender Größen, sondern insbesondere auch die Nutzung eines Gesamtfahrzeugmodells. Abweichungen des Gesamtfahrzeugmodells spiegeln sich somit im Ergebnis der Methodvalidierung hinsichtlich Reifencharakteristika wider. Sowohl die in diesem Kapitel gezeigte Verbesserung gegenüber dem Stand der Technik, als auch die generell hohe Präzision der Rechnung aller untersuchten Reifen im Vergleich zur Gesamtfahrzeugmessung zeigt jedoch, dass diese für die hier betrachteten Größen nicht maßgeblich sind.

PRÄMISSEN DER VERGLEICHBARKEIT ZWISCHEN REIFEN- UND GESAMTFAHRZEUGMESSUNGEN

Damit die Betriebszustände zwischen Reifen- und Gesamtfahrzeugmessung optimal vergleichbar sind, gilt es während des Gesamtfahrzeugversuches ebenfalls besonderen Augenmerk auf die Reifenkonditionierung zu legen. Die Möglichkeiten hierzu am Fahrzeug sind hierzu geringer als am Reifenprüfstand, bei dem der Reifen individuell konditioniert werden kann. Insbesondere bei veränderlichen Umgebungsbedingungen ist jedoch der Reifenkonditionierung insofern Rechnung zu tragen, dass der Reifeninnendruck und die Reifentemperatur zwischen den Einzelversuche beobachtet werden. Eine geringfügige Abweichung einzelner Reifen von dem beabsichtigten Konditionierungszustand ist im Verbund des Gesamtfahrzeuges akzeptabel, systematische Abweichungen sind auszugleichen.

ALLGEMEINGÜLTIGKEIT DER VALIDIERUNG UND ROBUSTHEIT DER HYBRIDEN METHODE

Die Identifikation von Reibgrößen und Durchführung von Gesamtfahrzeugversuchen ist auf zwei örtlich verschiedenen Prüfstrecken erfolgt (vgl. Unterabschnitt 5.3.3). Demzufolge sind aus der hier dargestellten Gegenüberstellung nicht ausschließlich die Güte der Identifikation, sondern ebenfalls die Unterschiede der beiden Prüfstrecken hinsichtlich der Rauheitseigenschaften enthalten. Die hier dargelegte Validierung ist somit, über den eigentlichen Zweck hinaus, ein Maß für die Robustheit der Methode hinsichtlich Abweichungen von der beabsichtigten Oberfläche der Gesamtfahrzeuganwendung. Eine Vergleichbarkeit der Rauheitseigenschaften nach Abbildung 5.8 wird jedoch vorausgesetzt. Es wurde nachgewiesen, dass es zur Erreichung einer sehr hohen Abbildungsgüte von Gesamtfahrzeugkenngrößen nicht notwendig ist, Reifeneigenschaften auf der exakt gleichen Fahrbahnoberfläche zu ermitteln, auf der der Gesamtfahrzeugversuch stattfindet. Entscheidend ist jedoch die Einhaltung der entscheidenden Prämissen gemäß Abschnitt 4.3 und Abschnitt 5.3.

7.7. ZUSAMMENFASSUNG

In diesem Kapitel wurde die zuvor beschriebene hybride Methode zur Charakterisierung von Reifen unter der Anwendung entsprechenden Bedingungen validiert. Es wurde festgestellt, dass eine Referenz auf der Komponenten-Ebene für die identifizierten Reifencharakteristika nicht existiert und somit eine Validierung auf Gesamtfahrzeug-Ebene notwendig ist. Diese Validierung erfordert jedoch, neben der Beschreibung der Kraftübertragung der Reifen, eine Berechnung der Gesamtfahrzeugdynamik. Hierzu wurde ein Fünf-Massen-Modell vorgestellt und mithilfe der bereits in Kapitel 3 Anwendung findenden umfassenden Messtechnikausrüstung hinsichtlich der Beschreibung von Reifenbetriebsbedingungen validiert. Anschließend wurde die Auswertung und die zur Analyse von Gesamtfahrzeugmessungen notwendige Betrachtung von Konfidenzintervallen diskutiert. Diese stellten in der nachfolgenden Gegenüberstellung von gemessenen und gerechneten Gesamtfahrzeugkenngrößen sowohl die Unsicherheit der Gesamtfahrzeugmessung als den Zielbereich für die Rechnung dar. Gegenübergestellt wird der hybriden Methode der verbesserte Stand der Technik. Dieser unterscheidet sich dadurch vom Stand der Technik, dass bereits die Methoden zur Reifenkonditionierung, sowie die exaktere Spezifikation der Messmethoden berücksichtigt wurden. Die Vermessung der Reifencharakteristika erfolgte jedoch vollständig auf dem Flachbahnprüfstand. Ein eindeutiger Unterschied ergab sich demnach bereits in der Betrachtung des Bremsweges. Durch die Identifikation des longitudinalen Reibungskoeffizienten auf einer realen Fahrbahn wurden sowohl die Reihenfolge, als die Absolutwerte der Bremswege mithilfe einer einfachen Gleichung korrekt prognostiziert. Maßgebliche Unterschiede ergaben sich außerdem im Bereich der maximalen Lateralbeschleunigung, sowie in Bezug auf die Gesamtfahrzeugkenngrößen im Grenzbereich. Darüber hinaus führte die Berücksichtigung der Geschwindigkeitsabhängigkeit der Einlaufänge zu einer deutlichen Verbesserung der Beschreibung der dynamischen Überhöhung der Übertragungsfunktion von Lenkradwinkel zu Giergeschwindigkeit. Bereits im Vergleich zum verbesserten Stand der Technik Im anschließenden Kapitel 8 werden die Erkenntnisse dieser Arbeit zusammengefasst und kritisch betrachtet. Außerdem werden Handlungsempfehlungen für die zukünftige Anwendung und Weiterentwicklung des Themenkomplexes gegeben.





8. SCHLUSSBETRACHTUNG



Obwohl die Grundlagen und Methoden zur Beschreibung der Kraftübertragung von Reifen bereits seit mehreren Jahrzehnten erforscht werden, existierte nach wie vor keine Methode zur korrekten objektiven Beschreibung von Reifencharakteristika unter realen Anwendungsbedingungen. Die objektive Prüfung und Beschreibung von Reifencharakteristika stellt jedoch sowohl in der Reifenentwicklung als in der Entwicklung von Kraftfahrzeugen einen elementaren Bestandteil dar. Die Relevanz von Reifencharakteristika für das Verhalten des Gesamtfahrzeuges wurde bereits in Kapitel 1 auf der Basis einer subjektiven Analyse dargelegt und im späteren Verlauf im Rahmen der Methodvalidierung in Abschnitt 7.2 durch die Spreizung von objektiv gemessenen Fahrzeugeigenschaften über die untersuchten Reifenindividuen unterstrichen.

WISSENSCHAFTLICHE GRUNDLAGE

In Kapitel 2 wurden die wissenschaftlichen Grundlagen in Bezug auf das Reifenübertragungsverhalten, dessen Modellierung, sowie die Gesamtfahrzeugdynamik dargelegt. Insbesondere das visko-elastische Verhalten des Reifenoberflächenmaterials und die Mechanismen der Elastomerreibung wurden eingehend diskutiert. Die aktuellen Theorien von Persson und Lang und Klüppel erscheinen dabei am besten geeignet, die Reibungsphänomene zu beschreiben. Es muss allerdings festgehalten werden, dass insbesondere die Adhäsionsreibung weit davon entfernt ist, vollständig verstanden zu sein und quantitativ beschrieben werden zu können.

DIE HYBRIDE METHODE

Auf Basis einer Analyse von Betriebsbedingungen, welche während der Durchführung von ausgewählten objektiven Fahrmanövern auftreten, wurden in Abschnitt 3.1 die Reifencharakteristika in zwei Kategorien klassifiziert. Zunächst wurden die Reifencharakteristika als Strukturgrößen definiert, welche entscheidend von den strukturellen Eigenschaften des Reifenaufbaus und des Reifenoberflächenmaterials, nicht jedoch von der aktuellen Reibpaarung des Reifenoberflächenmaterials mit der jeweiligen Straßenoberfläche geprägt werden. Konkret gelten hiermit die statischen Struktursteifigkeiten, die Schlupfsteifigkeiten und Einlaulängen als Strukturgrößen. Anschließend wurden Reibgrößen als die Reifencharakteristika definiert, die entscheidend von der Reibpaarung des Reifenoberflächenmaterials mit der Straßenoberfläche geprägt werden. Zu den Reibgrößen gehören die Reibungsbeiwerte, sowie der nicht-lineare Teil des Rückstellmomentverhaltens. Aufgrund der gewählten Gesamtfahrzeugmanöver und -kenngrößen finden sich keine bis kaum kombinierte longitudinal- und lateraldynamische Fahrzustände. Demzufolge wurden ausschließlich die rein longitudinalen wie rein laterale Kraftübertragung analysiert.

BESCHREIBUNG VON STRUKTURGRÖßEN

Folglich wurden in Kapitel 4 zunächst die Eigenschaften von Strukturgrößen im Haftzustand beschrieben. Zunächst wurden hierzu der Umfangschlupf κ und kinematische Schräglaufwinkel α_0 als maßgebliche Zustandsgrößen der Kraftübertragung aus der Deformationskinematik in der Reifenkontaktfläche hergeleitet. Unter der Annahme des ideal steifen Reifenaufbaus lassen sich die Umfangschlupfsteifigkeit c_κ und kinematische Schräglaufsteifigkeit c_{α_0} anschließend mittels einfacher Zusammenhänge berechnen. Im Gegensatz zur longitudinalen Richtung muss die Deformation des Reifenaufbaus jedoch bereits zur korrekten Beschreibung der stationären lateralen Kraftübertragung berücksichtigt werden. Zur Approximation der Biegeform des Reifenaufbaus im Bereich der Kontaktfläche wurde in Unterabschnitt 4.1.2 ein Ansatz vorgestellt, der anschließend die analytische Beschreibung der Schräglauf- und



Rückstellmomentsteifigkeit erlaubt. Die verschiedenen Mechanismen des transienten Kraftübertragungsverhaltens wurden in Abschnitt 4.2 eingehend analysiert und beschrieben. Als maßgeblich stellt sich das strukturelle Einlaufen heraus, welches bereits in der Literatur mit der Größe der Einlaufänge charakterisiert wird. Außerdem wird festgestellt, dass das kinematische Einlaufen, sowie in lateraler Richtung das bisher nur unzureichend modellierte torsionale Einlaufverhalten in der transienten Kraftübertragung eine entscheidende Rolle spielen. Auf Basis der Analysen wurde in Abschnitt 4.3 eine Prüfmethode für Strukturgrößen vorgestellt, welche sich insbesondere durch eine präzise Definition von Randbedingungen und durch Konditionierungsverfahren zur Gewährleistung der Präzision von Ergebnissen auszeichnet. Aufgrund der erforderlichen realen Ausprägung der makroskopischen Kontaktfläche und der hohen Anforderungen an die Kontrolle von Randbedingungen kommt zur Zeit nur ein Flachbahnprüfstand zur Identifikation von Strukturgrößen in Frage. Die Präzision der beschriebenen Identifikationsmethode wurde in Abschnitt 4.4 beschrieben. Zu einer umfassenden experimentellen Untersuchung und Analyse des Einflusses verschiedener Randbedingungen auf Strukturgrößen wurden die Methoden anschließend Abschnitt 4.5 auf verschiedene Reifen angewendet. Besonders hervorzuheben sind der Einfluss von Temperatur und Abrollgeschwindigkeit, welche beide auf das visko-elastische Materialverhalten zurückzuführen sind. Außerdem wurde dargestellt, wie sich insbesondere die Schräglaufsteifigkeit in Abhängigkeit des Innendrucks verhält. Diese Abhängigkeit vom Innendruck ist in der unterschiedlich ausgeprägten makroskopischen Kontaktfläche begründet. Der Einfluss der Felgenmaulweite auf die torsionale Steifigkeit des Reifenaufbaus und der sich dadurch ergebende Einfluss auf die Schräglaufsteifigkeit dürfte insbesondere in der Entwicklung von Kraftfahrzeugen neue Möglichkeiten zur Beeinflussung der Lateraldynamik ermöglichen.

BESCHREIBUNG VON REIBGRÖßEN

In Kapitel 5 wurde die mechanisch-analytische Modellierung aus Kapitel 4 um den partiellen Haft- und Gleitbereich erweitert. Hierzu wurde in Abschnitt 5.1 zunächst ein vereinfachtes Reibungsgesetz vorgestellt, welches den Gleitreibungskoeffizienten in Abhängigkeit der Gleitgeschwindigkeit und der Gleitreibungsleistung darstellt. Die Gleitreibungsleistung dient hierbei als Approximation der Reifenoberflächentemperatur in der Kontaktfläche, dessen Vereinfachungen auf das Prinzip der Blitztemperatur nach Persson [Per06] und der geringen Wärmeleitfähigkeit des Reifenoberflächenmaterials beruhen. In Analogie zu Kapitel 4 wurde in Abschnitt 5.3 eine Prüfmethode für Reibgrößen vorgestellt, welche auf aus der Literatur bekannten Manöver basiert. Aufgrund der Tatsache, dass die Paarung des Reifenoberflächenmaterials mit der Fahrbahnoberfläche bei einer realen makroskopischen Kontaktfläche für Reibgrößen eine entscheidende Rolle spielt, können Reibgrößen zur Zeit nur hochgenau mithilfe eines Anhängerprüfstandes auf realen Fahrbahnen gemessen werden. Im Gegensatz zu aus der Literatur bekannten Angaben wird in Abschnitt 5.4 gezeigt, dass die Präzision der Prozedur zur Identifikation von Reibgrößen, trotz veränderlicher Umgebungsbedingungen, vergleichbar mit der Präzision der Prozedur von Strukturgrößen ist. Insbesondere die Konditionierungsmethoden aus Unterabschnitt 4.3.1 sind hierzu von entscheidender Bedeutung. In Abschnitt 5.5 werden verschiedene Einflüsse auf Reibgrößen experimentell untersucht und analysiert. Sowohl aus der Analyse des Einflusses von Zwischenmedien, als von unterschiedlichen Oberflächen auf Reibgrößen geht hervor, dass jede Paarung von einem Reifenindividuum zu Oberfläche einzigartig ist. Eine Skalierung von Eigenschaften zwischen Oberflächen mit strukturell unterschiedlichen Eigenschaften, sowie zwischen Trockenheit und Nässe ist nicht allgemeingültig möglich. Somit kann festgehalten werden, dass in der Literatur oft gesuchte Skalierungsverfahren zwischen Prüfstandmessungen und dem Reifenverhalten auf der realen Straße in Bezug auf Reibgrößen nicht zweckmäßig sind.



EIGENSCHAFTSYNTHESE

Aufgrund der unabhängigen Identifikation von Struktur- und Reibgrößen auf unterschiedlichen Prüfständen ist eine Synthese der Eigenschaften erforderlich. Eine besondere Herausforderung stellt dabei die Tatsache dar, dass sich die von den Prüfmethoden für Struktur- und Reibgrößen abgedeckten Zustandsgrößen nicht überschneiden, sondern einen Übergangsbereich auslassen. Zu diesem Zweck wurden die in Abschnitt 4.1 respektive Abschnitt 5.2 vorgestellten mechanisch-analytischen Beschreibungen der Kraftübertragung von Reifen zu einem Synthesemodell kombiniert. Die hierarchische Struktur des Modells erlaubt zunächst die Identifikation von strukturbezogenen und anschließend von reibungsbezogenen Parametern. Das Synthesemodell bildet sowohl Struktur- als Reibgrößen ab und eignet sich besonders zur Erzeugung virtueller Messdaten für die anschließende Parameteridentifikation des Anwendermodells.

METHODENVALIDIERUNG

Nachdem keine objektive Referenz für die zu identifizierenden Reifencharakteristika existiert, wurde das Ergebnis der hybriden Methode mithilfe eines Vergleiches zwischen Messung und Rechnung auf Gesamtfahrzeugebene validiert. Hierzu wurde zunächst ein Gesamtfahrzeugmodell auf Basis von Subsystemmessungen aufgebaut, dessen Validität in Bezug auf Reifenzustandsgrößen bestätigt wurde. Die Validität der identifizierten Reifencharakteristika wurde durch Durchführung der in Tabelle 3.2 beschriebenen Fahrmanöver mit dem Realfahrzeug, sowie durch Rechnung eines Gesamtfahrzeugmodells anhand von neun Reifenindividuen untersucht. Erwartungsgemäß werden insbesondere die Abbildungsqualität im Übergangs- und Grenzbereich und der maximalen Lateralbeschleunigung verbessert. Ferner wurde festgestellt, dass eine Abschätzung des Bremsweges mithilfe einfacher Zusammenhänge und der mittels der hybriden Methode identifizierten longitudinalen Reibungskoeffizienten bereits belastbare Ergebnisse liefert. Bemerkenswert ist, dass die Reibgrößen auf einer anderen Prüfstrecke und unter anderen klimatischen Bedingungen gemessen wurden, als die zur Validierung herangezogenen Gesamtfahrzeugmessungen. Sofern sich die Rauheit der Straßenoberfläche strukturell nur geringfügig unterscheidet, kann allgemeingültig von einer sehr hohen Übereinstimmung ausgegangen werden.

8.1. HANDLUNGSEMPFEHLUNGEN

Auf Basis der in dieser Arbeit diskutierten Erkenntnisse lassen sich folgende Handlungsempfehlungen formulieren:

1. Es wird empfohlen, die Prüfmethoden für Reifencharakteristika auf der in dieser Arbeit beschriebenen Weise möglichst der Anwendung anzugleichen. Wenngleich diese Empfehlung grundsätzlich gilt, so ist sie insbesondere in der Reifencharakterisierung aufgrund der, in dieser Arbeit ebenfalls diskutierten, Vielzahl maßgeblicher Einflussgrößen von großer Bedeutung. Zu diesem Zweck wurden Ansätze vorgeschlagen, welche zunächst die Ableitung im Gesamtfahrzeugversuch auftretender Betriebsbedingungen erlauben. Anschließend werden auf dieser Basis mittels einer Generalisierung allgemeingültige Prüfmethoden deduziert. Zur korrekten Beschreibung der Kraftübertragung zwischen Reifen und Fahrbahn ist im Haftzustand insbesondere die Kontrolle von Randbedingungen, im partiellen Haft- und Gleitzustand jedoch insbesondere die reale Paarung zwischen Reifen und Fahrbahn von entscheidender Bedeutung.
2. Die Beschreibung von Reifencharakteristika in dieser Arbeit beschränkt sich auf die reine Longitudinal- und Lateral-dynamik. Insbesondere zur Darstellung der Kraftüber-



tragung während kombinierter Beanspruchung, wie diese bei Kurvenbrems- und Kurvenbeschleunigungsversuche auftritt, ist eine solche Analyse von großer Bedeutung. Aktuell wird abschnittsweise elliptisch interpoliert zwischen den longitudinal- und lateraldynamische Betriebszustände. Diese Lösung gewährleistet bereits ein besseres Ergebnis im Vergleich zum Kamm'schen Kreis. Aufgrund der Überlagerung von Veränderungen in der Kontaktdruckverteilung und kinematischen Mechanismen ist es jedoch möglich, dass Betriebspunkte außerhalb dieses Bereiches existieren. Diese werden von der hybriden Methode nicht erfasst.

3. Die Erforschung der Reibungsphänomene muss fortgesetzt werden, sodass ihre Modellierung mit höherer Genauigkeit ohne Notwendigkeit der direkten Vermessung erfolgen kann. Außerdem können Messverfahren auf Basis der so gewonnen Erkenntnisse angepasst werden.
4. Zur Erhöhung der Effizienz in der Reifenentwicklung muss eine eindeutige Übergabe-Ebene zwischen Herstellern von Kraftfahrzeugen und Reifenherstellern definiert werden. Es ist bemerkenswert, dass derzeit Anforderungen bezüglich fahrdynamischer Reifeneigenschaften üblicherweise auf Gesamtfahrzeug-Ebene und oftmals sogar rein subjektiv definiert werden. Der Reifen dürfte die einzige Komponente im Gesamtfahrzeug sein, bei der die Anforderungen dermaßen unspezifisch definiert werden. Kritisch betrachtet kommt der Hersteller von Kraftfahrzeugen hiermit seiner eigentlichen Pflicht nicht nach, die gewünschten Gesamtfahrzeug-Eigenschaften auf Anforderungen an die jeweiligen Komponenten herunterzubrechen. Andererseits muss man jedoch feststellen, dass Reifenhersteller derzeit nur in begrenztem Maße in der Lage sind, sauber heruntergebrochenen Anforderungen an seiner Komponente zu verarbeiten. Ein Vorschlag zu einer gemeinsamen Übergabe-Ebene ist in dieser Arbeit in Form der typischen Verläufe der Schräglaufsteifigkeit und der Einlauflänge über der Vertikalkraft, sowie der longitudinalen und lateralen Reibungskoeffizienten gegeben. Zu definierenden Zielwerte sollten außerdem auf das jeweilige Kraftfahrzeug angepasst sein. Die in dieser Arbeit beschriebenen Prüfmethoden sollten zur Identifikation der Kenngrößen angewendet werden, damit eine höchstmögliche Präzision und Vergleichbarkeit der experimentellen Ergebnisse erreicht wird.



LITERATURVERZEICHNIS



- [Abe15] H. Abel, S. van Putten, A. Wagner und G. Prokop. „Optimization of lateral vehicle dynamics by targeted dimensioning of the rim width“. *SAE Technical Paper*, Bd. (2015) (siehe S. 99).
- [AKS85] T. Akasaka, K. Kabe und K. Sako. „Bending stiffness of a tire-belt structure with steel cords“. *Composites Science and Technology*, Bd. 24 (1985), S. 215–230 (siehe S. 16, 142).
- [Amm04] D. Ammon, R. Gnadler, G. Mäcke und H. J. Unrau. „Determination of the friction coefficients of rubber ribs for the exact parametrisation of tyre models“. *ATZ Worldwide*, Bd. 106 (2004), S. 1–6 (siehe S. 40).
- [AvP14] C. Angrick, S. van Putten und G. Prokop. „Influence of tire core and surface temperature on lateral tire characteristics“. *SAE Int. J. Passeng. Cars - Mech. Syst.* Bd. 7 (2) (2014). DOI: 10.4271/2014-01-0074 (siehe S. 21, 53, 96, 97, 129).
- [BNP87] E. Bakker, L. Nyborg und H. B. Pacejka. „Tyre modeling for use in vehicle dynamics studies“. *SAE Technical Paper*, Bd. (1987). DOI: 10.4271/870421 (siehe S. 6).
- [BE68] G. M. Bartenev und A. I. Elkin. „The friction of polymers at the initial stage of sliding in various temperature ranges“. *Wear*, Bd. 11 (1968), S. 393–403 (siehe S. 26).
- [BF09] E. Barthel und C. Fretigny. „Adhesive contact of elastomers: effective adhesion energy and creep function“. *Soft Condensed Matter*, Bd. (2009). URL: <http://arxiv.org/abs/0906.2078> (siehe S. 26).
- [Bel00] A. E. Belkin, N. L. Narskaya, F. Böhm und R. Wille. „Dynamischer Kontakt des Radialreifens als viskoelastische Schale mit einer starren Stützfläche bei stationärem Rollen“. *Technische Mechanik*, Bd. 20 (4) (2000), S. 355–372 (siehe S. 135).
- [BP10] I. J. M. Besselink und H. B. Pacejka. „Magic Formula tyre model with transient properties“. *Vehicle System Dynamics: Intl. J. of Veh. Mech. and Mob.* Bd. 27 (51) (2010), S. 234–249 (siehe S. 142).
- [Böh66] F. Böhm. *Zur Mechanik des Luftreifens*. Stuttgart: Technische Universität Stuttgart, 1966 (siehe S. 16, 17).
- [Böh85] F. Böhm. „Theorie schnell veränderlicher Rollzustände für Gürtelreifen“. *Ingenieur-Archiv*, Bd. 55 (1985), S. 30–44 (siehe S. 15).
- [BA00] M. C. Boyce und E. M. Arruda. „Constitutive models of rubber elasticity: a review“. *Rubber Chemistry and Technology*, Bd. 73 (3) (2000), S. 504–523 (siehe S. 22).
- [BB12] B. Breuer und K.-H. Bill. *Bremsenhandbuch – Grundlagen, Komponenten, Systeme, Fahrdynamik*. 4. Aufl. Berlin Heidelberg New York: Springer-Verlag, 2012. ISBN: 978-3-834-82225-3 (siehe S. 209).
- [DY07] Q. Dai und Z. You. „Prediction of creep stiffness of asphalt mixture with micro-mechanical finite-element and discrete-element models“. *Journal of Engineering Mechanics*, Bd. 133 (2) (2007), S. 163–173 (siehe S. 27).
- [Dun] J. B. Dunlop. *Encyclopedia Britannica Online*. URL: <http://www.britannica.com/EBchecked/topic/173801/John-Boyd-Dunlop/images-videos/119651/dunlop-john-boyd> (abgerufen am 16.05.2015) (siehe S. 3).
- [Ein11] S. Einsle. „Analyse und Modellierung des Reifenübertragungsverhaltens bei transienten und extremen Fahrmanövern“. Dissertation. Dresden, 2011. ISBN: 978-3-942-71007-7 (siehe S. 7, 33, 34, 86, 88, 90, 93, 95, 152).



- [Elb02] C. Elbers. „Mathematische Abbildung von Kinematik und Elastokinematik aus Prüfstandsmessung zur Fahrdynamiksimulation“. Dissertation. Aachen, 2002. ISBN: 978-3-925-19459-7 (siehe S. 39).
- [Erd09] G. Erdogan. „New Sensors and Estimation Systems for the Measurement of Tire-road Friction Coefficient and Tire Slip Variables“. Dissertation. Minneapolis, 2009 (siehe S. 15).
- [Eve02] W. Evers, J. Reichel, R. Eisenkolb und I. Ebhart. *RoaDyn - ein Entwicklungswerkzeug für Felge und Radaufhängung*. Winterthur: Kistler-Intstrumente, 2002 (siehe S. 51).
- [Fac00] M. Fach. „Lokale Effekte der Reibung zwischen Pkw-Reifen und Fahrbahn“. Dissertation. Düsseldorf, 2000. ISBN: 978—3-1-83-41-1 (siehe S. 17, 18, 113).
- [Far70] E. D. Farlie. „Creep and stress relaxation of natural rubber vulcanizates. Part I. Effect of crosslink density on the rate of creep in different vulcanizing systems“. *Journal of applied polymer science*, Bd. 14 (1970), S. 1127–1141 (siehe S. 23).
- [FGU01] H. Fischlein, R. Gnadler und H. J. Unrau. „Der Einfluss der Fahrbahnoberflächenstruktur auf das Kraftschlussverhalten von Pkw-Reifen bei trockener und nasser Fahrbahn“. *Automobiltechnische Zeitschrift*, Bd. 103 (10) (2001), S. 950–962 (siehe S. 27).
- [Fis00] H. Fischlein. „Untersuchung des Fahrbahnoberflächeneinflusses auf das Kraftschlussverhalten von Pkw-Reifen“. Dissertation. Düsseldorf, 2000. ISBN: 978-3-183-41412-3 (siehe S. 27).
- [GS03] M. Gäfvert und J. Svendenius. *Construction of novel semi-empirical tire models for combined braking and cornering*. Lund: Technical Report of Department of Automatic Control, Lund Institute of Technology, 2003 (siehe S. 18).
- [Gip07] M. Gipser. „FTire – the tire simulation model for all applications related to vehicle dynamics“. *Vehicle System Dynamics: Intl. J. of Veh. Mech. and Mob.* Bd. 45 (sup1) (2007), S. 139–151 (siehe S. 33, 34).
- [Gle01] J.-U. Gleu. „Rolldynamik des Luftreifens mit einer Vielteilchenmethode und der Methode der Finiten Elemente“. Dissertation. Freiburg i.B., 2001 (siehe S. 16, 34).
- [GM07] E. Gnecco und E. Meyer. *Fundamentals of Friction and Wear*. Berlin Heidelberg New York: Springer-Verlag, 2007. ISBN: 978-3-540-36806-9 (siehe S. 26, 66).
- [GD14] R. Godding und W. Dose. „High-Speed-Bildverarbeitung für sicherere Fahrzeuge“. *Optik&Photonik*, Bd. 3 (2014), S. 40–42 (siehe S. 50).
- [Gon93] S. Gong. „A study of in-plane dynamics of tires“. Dissertation. Delft, 1993. ISBN: 90-370-0092-4 (siehe S. 16).
- [Gro64] K. A. Grosch. „The relation between the friction and viscoelastic properties of rubber“. *Rubber Chemistry and Technology*, Bd. 37 (2) (1964), S. 386–403 (siehe S. 24–27).
- [GHS13] D. Gross, W. Hauger und W. Schnell. *Technische Mechanik - Band 2: Elastostatik*. Berlin Heidelberg New York: Springer-Verlag, 2013. ISBN: 978-3-662-22469-4 (siehe S. 74).
- [GL07] K. Guo und D. Lu. „UniTire: unified tire model for vehicle dynamic simulation“. *Vehicle System Dynamics: Intl. J. of Veh. Mech. and Mob.* Bd. 45 (sup1) (2007), S. 79–99 (siehe S. 18, 34).

- [Guo11] K. Guo, Y. Zhuang, D. Lu, S. Chen und W. Lin. „A study on speed-dependent tyre–road friction and its effect on the force and the moment“. *Vehicle System Dynamics: Intl. J. of Veh. Mech. and Mob.* Bd. 43 (sup1) (2011), S. 329–340 (siehe S. 110).
- [Gut14] D. Gutjahr. „Objektive Bewertung querdynamischer Reifeneigenschaften im Gesamtfahrzeugversuch“. Dissertation. Karlsruhe, 2014. ISBN: 978-3-731-50153-4 (siehe S. 8, 124).
- [Haf15] T. Hafkamp. „Qualitätssicherung in der Reifenentwicklung mittels objektiver Reifenmessungen“. (unveröffentlicht). Ingolstadt, 2015 (siehe S. 160).
- [HNM89] R. Hanada, T. Nagumo und T. Mashita. „Phase lag of tire cornering force“. *Tire Science and Technology*, Bd. 17 (3) (1989), S. 184–200 (siehe S. 15).
- [Hei03] G. Heinrich, J. Schramm, M. Klüppel, A. Müller, N. Kendziorra und S. Kelbch. „Zum Einfluss der Straßenoberflächen auf das Bremsverhalten von Pkw-Reifen“. *VDI Berichte*, Bd. 1791 (2003), S. 47–69 (siehe S. 25, 27, 120).
- [HEG13] B. Heißing, M. Ersoy und S. Gies. *Fahrwerkhandbuch - Grundlagen · Fahrdynamik · Komponenten · Systeme · Mechatronik · Perspektiven*. Berlin Heidelberg New York: Springer-Verlag, 2013. ISBN: 978-3-658-01992-1 (siehe S. 36, 99).
- [HH77] B. Heißing und J. Helling. *Ein Beitrag zur objektiven Bewertung des fahrdynamischen Verhaltens von Pkw auf der Grundlage einer Fahrzeugsimulation*. Wiesbaden: Springer Fachmedien, 1977. ISBN: 978-3-531-02675-6 (siehe S. 8).
- [Her08] S. R. Herrmann. „Simulationsmodell zum Wasserabfluss- und Aquaplaningverhalten auf Fahrbahnoberflächen“. Dissertation. Stuttgart, 2008. ISBN: 978 - 3 - 9808218 - 8 - 9 (siehe S. 26, 129).
- [Her81] H. Hertz. „Über die berührung fester elastischer Körper“. *Journal für die reine und angewandte Mathematik*, Bd. 92 (1881), S. 156–171 (siehe S. 109).
- [Hil10] C. Hilscher. „Komfortrelevante Charakterisierung des Übertragungsverhaltens von Reifen in Messung und Simulation“. Dissertation. Düsseldorf, 2010. ISBN: 978-3-183-71412-4 (siehe S. 4).
- [Hun12] M. Huneke. „Fahrverhaltensbewertung mit anwendungsspezifischen Fahrdynamikmodellen“. Dissertation. Aachen, 2012. ISBN: 978-3-8440-0806-7 (siehe S. 8).
- [Hüs11] T. C. Hüsemann. „Adaption von Labor-Reifenkennfeldern an reale Fahrbahnoberfläche“. Dissertation. Aachen, 2011. ISBN: 978—3-9-40-37-4 (siehe S. 6, 7, 37, 40, 56, 122, 136).
- [Ken05] N. Kendziorra. „Reibtheorien als Schlüsselement bei der Einstellung der Fahrbahngriffigkeit und der Online Glttedetektion“. *VDI-Berichte*, Bd. 1912 (2005), S. 249–269 (siehe S. 25, 27).
- [KH03] N. Kendziorra und V. Härtel. „Einsichten in die Dynamik des Reifen/Fahrbahn-Kontaktes und deren Bedeutung für geregelte Bremsvorgänge“. *VDI-Berichte*, Bd. 1791 (2003), S. 71–94 (siehe S. 25).
- [KMW07] N. Kendziorra, P. Moldenhauer und B. Wies. „Verschiedene Aspekte der Reibdynamik an Fahrzeugreifen“. *VDI-Berichte*, Bd. 2022 (2007), S. 1–19 (siehe S. 22).
- [Kla99] A. Klaas, J. J. M. van Oosten, C. Savi, H.-J. Unrau, O. Bouhet, J. Sommer und J. P. Colinot. „TIME, Tire Measurements. A new standard test procedure for stationary cornering measurements of tires“. *VDI-Berichte*, Bd. 1494 (1999) (siehe S. 6, 7).



- [Köh02] S. H. Köhne. „Messung der Kräfte und Bewegungen von profilierten Reifen in der Kontaktfläche auf einem Trommelprüfstand bei realen Geschwindigkeiten“. Dissertation. Karlsruhe, 2002 (siehe S. 16, 17).
- [KWM05] M. Kröger, M. Wangenheim und P. Moldenhauer. „Temperatureffekte auf das lokale Reibverhalten von Elastomeren im Gleit- und Rollkontakt“. *VDI-Berichte*, Bd. 1912 (2005), S. 271–290 (siehe S. 25).
- [KM67a] H. W. Kummer und W. E. Meyer. „Verbesserter Kraftschluß zwischen Reifen und Fahrbahn – Ergebnisse einer neuen Reibungstheorie. Teil I“. *Automobiltechnische Zeitschrift*, Bd. 69 (8) (1967), S. 245–251 (siehe S. 24).
- [KM67b] H. W. Kummer und W. E. Meyer. „Verbesserter Kraftschluß zwischen Reifen und Fahrbahn – Ergebnisse einer neuen Reibungstheorie. Teil II“. *Automobiltechnische Zeitschrift*, Bd. 69 (11) (1967), S. 382–386 (siehe S. 24).
- [LYK05] A. Le Gal, X. Yang und M. Klüppel. „Evaluation of sliding friction and contact mechanics of elastomers based on dynamic-mechanical analysis“. *J. Chem. Phys.* Bd. 123 (2005) (siehe S. 20).
- [Leo90] A. I. Leonov. „On the dependency of friction on sliding velocity in the theory of adhesive friction of elastomers“. *Wear*, Bd. 141 (1990), S. 137–145 (siehe S. 26).
- [Loe07] W.-H. v. Loeben. „Überprüfung eines funktionalen Zusammenhanges zwischen der Fahrbahntextur und dem erzielbaren Bremsweg“. Dissertation. Karlsruhe, 2007 (siehe S. 27).
- [Lor12] B. Lorenz. „Contact mechanics and friction of elastic solids on hard and rough substrates“. Dissertation. Jülich, 2012. ISBN: 978-3-89336-779-5 (siehe S. 17, 26).
- [MN08] S. Maegawa und K. Nakano. „Occurence of stick-slip and Schallamach waves in sliding between hard and soft surfaces“. *2nd International Conference on Advanced Tribology*. Singapore: Tribology International, 2008 (siehe S. 24, 25).
- [Mat07] W. Matschinsky. *Radführungen der Straßenfahrzeuge - Kinematik, ElastoKinematik und Konstruktion*. Berlin Heidelberg New York: Springer-Verlag, 2007. ISBN: 978-3-540-71197-1 (siehe S. 35).
- [Mau01] T. Maulick. „Ein neues Verfahren zur Berechnung von Reifenkennfeldern“. Dissertation. Renningen, 2001. ISBN: 978-3-816-92027-4 (siehe S. 7).
- [Mau00] J. P. Maurice. „Short wavelength and dynamic tyre behaviour under lateral and combined slip conditions“. Dissertation. Delft, 2000. ISBN: 90-407-1987-X (siehe S. 34, 126).
- [Mel03] D. Meljnikov. „Entwicklung von Modellen zur Bewertung des Fahrverhaltens von Kraftfahrzeugen“. Dissertation. Stuttgart, 2003 (siehe S. 29, 36).
- [Mey08] H. Meyer-Tuve. „Modellbasiertes Analysetool zur Bewertung der Fahrzeugquerdynamik anhand von objektiven Bewegungsgrößen“. Dissertation. München, 2008. ISBN: 978-3-899-63858-5 (siehe S. 8).
- [MW04] M. Mitschke und H. Wallentowitz. *Dynamik der Kraftfahrzeuge*. 4. neu bearb. Aufl. 2004. Berlin, Heidelberg: Springer, 2004. ISBN: 978-3-540-42011-8 (siehe S. 36).
- [Mol10] P. Moldenhauer. „Modellierung und Simulation der Dynamik und des Kontakts von Reifenprofilblöcken“. Dissertation. Düsseldorf, 2010. ISBN: 978—3-1-83-72-0 (siehe S. 14, 18, 19, 23, 26).
- [Moo40] M. Mooney. „A theory of large elastic deformation“. *Journal of applied Physics*, Bd. 11 (9) (1940), S. 582–592 (siehe S. 22).

- [Mul69] L. Mullins. „Softening of rubber by deformation“. *Rubber Chemistry and Technology*, Bd. 42 (1) (1969), S. 339–362 (siehe S. 22).
- [MPK05] N. K. Myshkin, M. I. Petrokovets und A. V. Kovalev. „Tribology of polymers: Adhesion, friction, wear, and mass-transfer“. *Tribology International*, Bd. 38 (2005), S. 910–921 (siehe S. 25).
- [Nüs03] M. Nüssle. „Ermittlung von Reifeneigenschaften im realen Fahrbetrieb“. Dissertation. Aachen, 2003. ISBN: 978-3-832-21445-6 (siehe S. 7).
- [OW12] C. Oertel und Y. Wei. „Tyre rolling kinematics and prediction of tyre forces and moments: part I – theory and method“. *Vehicle System Dynamics: Intl. J. of Veh. Mech. and Mob.* Bd. 50 (11) (2012), S. 1673–1687 (siehe S. 16).
- [Pac66] H. B. Pacejka. „The wheel shimmy phenomenon – A theoretical and experimental investigation with particular reference to the non-linear problem“. Dissertation. Delft, 1966 (siehe S. 15, 72).
- [Pac05] H. B. Pacejka. „Spin: camber and turning“. *Vehicle System Dynamics: Intl. J. of Veh. Mech. and Mob.* Bd. 43 (sup1) (2005), S. 3–17 (siehe S. 88).
- [PS91] H. B. Pacejka und R. S. Sharp. „Shear force development by pneumatic tyres in steady state conditions: a review of modeling aspects“. *Vehicle System Dynamics: Intl. J. of Veh. Mech. and Mob.* Bd. 20 (3-4) (1991), S. 121–175. DOI: 10.1080/00423119108968983 (siehe S. 15, 18, 28, 29, 39, 70, 76).
- [Pac12] H. Pacejka. *Tire and Vehicle Dynamic*. 3rd edition. Oxford: Butterworth-Heinemann, 2012. ISBN: 978-0-080-97016-5 (siehe S. 6, 15, 28, 32–35, 69, 80, 84, 90).
- [Pay62a] A. R. Payne. „The dynamic properties of carbon black-loaded natural rubber vulcanizates. Part II“. *Journal of Applied Polymer Science*, Bd. 6 (21) (1962), S. 368–372 (siehe S. 22).
- [Pay62b] A. R. Payne. „The dynamic properties of carbon black-loaded natural vulcanizates –Part I“. *Journal of Applied Polymer Science*, Bd. 6 (19) (1962), S. 57–63 (siehe S. 19, 22).
- [Per06] B. N. J. Persson. „Rubber friction: role of the flash temperature“. *J. Phys. Cond. Mat.* Bd. 18 (2006) (siehe S. 6, 24, 180).
- [Per04] B. N. J. Persson, O. Albohr, C. Creton und V. Peveri. „Contact area between a viscoelastic solid and a hard, randomly rough, substrate“. *Journal of Chemical Physics*, Bd. 120 (18) (2004), S. 8779–8793 (siehe S. 16, 40).
- [Per05a] B. N. J. Persson, O. Albohr, U. Tartaglino, A. I. Volokitin und E. Tossati. „On the nature of surface roughness with application to contact mechanics, sealing, rubber friction and adhesion“. *J. Phys.: Condens. Matter*, Bd. 17 (2005), S. 1–62. DOI: 10.1088/0953-8984/17/1/R01 (siehe S. 17, 24, 108, 135).
- [Per05b] B. N. J. Persson, U. Tartaglino, O. Albohr und E. Tosatti. „Rubber friction on wet and dry road surfaces: the sealing effect“. *Phys. Rev. B*, Bd. 71 (2005) (siehe S. 24, 26, 40).
- [Per00] B. Persson. *Sliding Friction - Physical Principles and Applications*. 2nd ed. 2000. Berlin Heidelberg New York: Springer-Verlag, 2000. ISBN: 978-3-540-67192-3 (siehe S. 40).
- [Pop11] V. Popov. *Kontaktmechanik und Reibung – Von der Nanotribologie bis zur Erdbebedynamik*. 2., überarb. Auflage. Berlin Heidelberg New York: Springer-Verlag, 2011. ISBN: 978-3-642-13302-2 (siehe S. 23).



- [PMA76] M. G. Pottinger, K. D. Marshall und G. A. Arnold. „Effects of test speed and surface curvature on cornering properties of tires“. *SAE Technical Paper*, Bd. (1976). DOI: 10.4271/760029 (siehe S. 93, 95).
- [Ril06] G. Rill. „First order tire dynamics“. *III European Conference on Computational Mechanics*. Wiesbaden: Springer Netherlands, 2006. ISBN: 978-1-4020-4994-1 (siehe S. 15, 29, 80, 84).
- [Ril94] G. Rill. *Simulation von Kraftfahrzeugen*. 3. Aufl. Wiesbaden: Vieweg, 1994. ISBN: 978-3-528-08931-3 (siehe S. 18, 28, 29, 33, 35, 39, 67, 69).
- [Riv48] R. S. Rivlin. „Large elastic deformations of isotropic materials. IV. Further developments of the general theory“. *Phil. Trans. of The Royal Society of London. Series A*, Bd. 241 (835) (1948), S. 379–397 (siehe S. 22).
- [Ros14] M. Rosenberger. „Regelung radnaher elektrischer Einzelantriebe während der ABS-Bremung“. Dissertation. Göttingen, 2014. ISBN: 978 - 3 - 9540465 - 5 - 3 (siehe S. 18).
- [Rot49] J. Rotta. „Zur Statik des Luftreifens“. *Ingenieur-Archiv*, Bd. 17 (1-2) (1949), S. 129–141 (siehe S. 17).
- [Sar15] P. Sarkisov, J. Kubenz, S. van Putten und G. Prokop. „Steifer Reifenprüfstand für höhere Messgenauigkeit“. *Automobiltechnische Zeitschrift*, Bd. 117 (2015), S. 46–51 (siehe S. 37).
- [Sav66] A. R. Savkoor. „Some aspects of friction and wear of tyres arising from deformations, slip and stresses at the ground contact“. *Wear*, Bd. 9 (1966), S. 66–78 (siehe S. 109, 110, 136).
- [Sav87] A. R. Savkoor. „Dry adhesive friction of elastomers: a study of the fundamental mechanical aspects“. Dissertation. Delft, 1987 (siehe S. 26, 27).
- [Sch55] A. Schallamach. „Zur Physik der Kautschukreibung“. *Kolloid-Zeitschrift*, Bd. 141 (3) (1955), S. 165–173 (siehe S. 25).
- [Sch57] A. Schallamach. „Friction and abrasion of rubber“. *Wear*, Bd. 1 (1957), S. 384–417 (siehe S. 25, 26).
- [Sch63] A. Schallamach. „A theory of dynamic rubber friction“. *Wear*, Bd. 6 (1963), S. 375–382 (siehe S. 25).
- [Sch68] A. Schallamach. „Friction and frictional rise of wedge sliders on rubber“. *Wear*, Bd. 13 (1968), S. 13–25 (siehe S. 26).
- [Sch71] A. Schallamach. „How does rubber slide?“ *Wear*, Bd. 17 (1971), S. 301–312 (siehe S. 25).
- [Sch14] C. Schimmel, W. Wijts, C. Jablonowski und J. Agostini. „Universal steering and suspension application with objective, subjective and virtual methods“. *5th International Munich Chassis Symposium 2014 - Chassis.tech Plus*. Berlin, Heidelberg: Springer, 2014. ISBN: 978-3-658-05978-1 (siehe S. 8, 48, 49).
- [Sch10a] C. Schimmel. „Entwicklung eines fahrerbasierten Werkzeugs zur Objektivierung subjektiver Fahreindrücke“. Dissertation. München, 2010 (siehe S. 8, 48).
- [SD42] B. von Schlippe und R. Dietrich. *Zur Mechanik des Luftreifens*. Berlin-Adlershof: Zentrale für wissenschaftliches Berichtswesen der Luftfahrtforschung des Generalflugzeugmeisters, 1942 (siehe S. 14).
- [SHB13] D. Schramm, M. Hiller und R. Bardini. *Modellbildung und Simulation der Dynamik von Kraftfahrzeugen*. 2. vollst. überarb. Aufl. 2013. Wiesbaden: Springer Berlin Heidelberg, 2013. ISBN: 978-3-642-33887-8 (siehe S. 36).

- [Sch10b] T. Schulze, G. Bolz, C. Strübel und B. Wies. „Reifenentwicklung im Zielkonflikt zwischen Rollwiderstand und Nassgriff“. *Automobiltechnische Zeitschrift*, Bd. 112 (7-8) (2010), S. 516–523 (siehe S. 20).
- [Sed00] K. Sedlan. „Viskoelastisches Materialverhalten von Elastomerwerkstoffen - experimentelle Untersuchung und Modellbildung“. Dissertation. Kassel, 2000. ISBN: 978—3-8-97-92-0 (siehe S. 23).
- [Stö02] U. Stöckert. „Ein Beitrag zur Festlegung von Grenzwerten für den Schichtenverbund im Asphaltstraßenbau“. Dissertation. Darmstadt, 2002 (siehe S. 27).
- [Szo05] R. Szożkiewicz, B. Bhushan, B. D. Huey, J. Kulik und G. Gremaud. „Correlations between adhesion hysteresis and friction at molecular scales“. *J. Chem. Phys.* Bd. 122 (2005) (siehe S. 25).
- [Szo06] R. Szożkiewicz, B. Bhushan, B. D. Huey, J. Kulik und G. Gremaud. „Adhesion hysteresis and friction at nanometer and micrometer lengths“. *J. App. Phys.* Bd. 99 (2006) (siehe S. 25).
- [Tho] R. W. Thomson. *Encyclopedia Britannica Online*. URL: <http://www.britannica.com/EBchecked/topic/593117/Robert-William-Thomson/images-videos/158987/thomson-robert-william> (abgerufen am 16.05.2015) (siehe S. 3).
- [Tis04] J. Tischleder, S. Köhne, G. Leister und D. Bode. „TIME2, TIRE MEasurements. History and current status of the TIME-procedure to measure force and moment properties of tires“. *tyre.wheel.tech*. München, 2004 (siehe S. 7).
- [Trz14] M. Trzesniowski. *Rennwagentchnik - Grundlagen, Konstruktion, Komponenten, Systeme*. Berlin Heidelberg New York: Springer-Verlag, 2014. ISBN: 978-3-658-04919-5 (siehe S. 99).
- [TM09] A. Tsotras und G. Mavros. „A modal-based derivation of transient pressure distribution along the tyre-road contact“. *SAE Int. J. Passeng. Cars - Mech. Syst.* Bd. 2 (1) (2009), S. 680–692. DOI: 10.4271/2009-01-0457 (siehe S. 16).
- [UZ97] H. J. Unrau und J. Zamow. *TYDEX-Format – Description and Reference Manual*. 1.3. Karlsruhe: The TYDEX Workshop, 1997 (siehe S. 36).
- [Unt13] M. Unterreiner. „Modellbildung und Simulation von Fahrzeugmodellen unterschiedlicher Komplexität“. Dissertation. Duisburg, Essen, 2013 (siehe S. 35).
- [van99] J. J. M. van Oosten, C. Savi, M. Augustin, O. Bouhet, J. Sommer und J. P. Colinot. „TIME, TIRE MEasurements forces and moments: a new standard for steady state cornering tyre testing“. *7th International Congress: Vehicle systems technology for the next century*. Barcelona: EAEC, 1999 (siehe S. 6).
- [vCG88] C. J. van Oss, M. K. Chaudhury und R. J. Good. „Interfacial Lifshitz-van der Waals and polar interactions in macroscopic systems“. *Chem. Rev.* Bd. 88 (1988), S. 927–941 (siehe S. 26).
- [van14] S. van Putten, H. Abel, J. Kubenz, G. Prokop und R. Clauß. „Improvement of handling characteristics of eco tires through measures within the wheel sub-system“. *2014 FISITA World Automotive Congress*. Maastricht: FISITA, 2014 (siehe S. 99).
- [van11] S. van Putten, T. Lehmpfuhl, A. Pinnel und C. Chucholowski. „A dedicated tire model for simulation of performance and fuel consumption“. *2nd International Munich Chassis Symposium 2011 - Chassis.tech Plus*. Wiesbaden: Vieweg + Teubner, 2011. ISBN: 978-3-658-05978-1 (siehe S. 4).



- [vPE12] S. van Putten, G. Prokop und S. Einsle. „Tire Bore Torque – A semi-mechanical approach to measurement and modelling of standstill and rolling conditions“. *8th Annual Conference on Intelligent Tire Technology*. Frankfurt: IQPC Germany, 2012 (siehe S. 82).
- [vPS12] S. van Putten, G. Prokop und C. Schimmel. „Ein integraler Ansatz zur Auslegung des urbanen Lenkmomentenverlaufs unter Berücksichtigung der Bohrmomentcharakteristik von Reifen“. *Tagungsband Fachtagung Simulation in der Fahrodynamik*. Essen: Haus der Technik, 2012 (siehe S. 82, 90).
- [Vic62] H. H. Vickers. „High speed measurements of dry adhesion as related to the friction and abrasion of elastomers“. *Journal of applied polymer science*, Bd. 6 (21) (1962), S. 316–327 (siehe S. 23, 25, 26, 66).
- [VH01] T. A. Vilgis und G. Heinrich. „Die Physik des Autoreifens – Kooperation zwischen Industrie und Theoretischer Physik - eine Illusion?“ *Physikalische Blätter*, Bd. 57 (6) (2001), S. 67–73 (siehe S. 19, 25).
- [VP07] A. I. Volotkin und B. N. J. Persson. „Near-field radiative heat transfer and noncontact friction“. *Reviews of Modern Physics*, Bd. 79 (2007), S. 1291–1329 (siehe S. 25).
- [WOS12] Y. Wei, C. Oertel und X. Shen. „Tyre rolling kinematics and prediction of tyre forces and moments: part II – simulation and experiment“. *Vehicle System Dynamics: Intl. J. of Veh. Mech. and Mob.* Bd. 50 (11) (2012), S. 1689–1706 (siehe S. 18).
- [WLF55] M. L. Williams, R. F. Landel und J. D. Ferry. „The temperature dependence of relaxation mechanisms in amorphous polymers and other glass-forming liquids“. *Journal of the American Chemical Society*, Bd. 77 (14) (1955), S. 3701–3707 (siehe S. 21).
- [Wit13] F. Wittmeier, N. Widdecke, J. Wiedemann, N. Lindener und R. Armbruster. „Reifenentwicklung unter aerodynamischen Aspekten“. *Automobiltechnische Zeitschrift*, Bd. 115 (2013), S. 144–150 (siehe S. 4).
- [WRK13] M. Wolff, A. Rietdorf und C. Knotz. „3D-Messtechnik für Komponentenversuche in der Fahrzeugsicherheit“. *Automobiltechnische Zeitschrift Extra: Automotive Engineering Partners*, Bd. (2013), S. 60–64 (siehe S. 50).
- [Xie02] C. Xie. „Experimentelle Untersuchungen zur Interaktion zwischen Pkw-Reifen und Fahrbahn beim Bremsen“. Dissertation. Düsseldorf, 2002. ISBN: 978—3-1-83-48-6 (siehe S. 27).
- [Zeg98] P. W. A. Zegelaar. „The Dynamic Response of Tyres to Brake Torque Variations and Road Unevennesses“. Dissertation. Delft, 1998. ISBN: 978—9-0-37-00-1 (siehe S. 14, 15, 34, 77, 81).
- [Zsc09] A. K. Zschocke. „Ein Beitrag zur objektiven und subjektiven Evaluierung des Lenkkomforts von Kraftfahrzeugen“. Dissertation. Karlsruhe, 2009 (siehe S. 8, 48).



ABBILDUNGSVERZEICHNIS



1.1. Portraits der Erfinder des Luftreifens: (a) John Boyd Dunlop, [Dun], der dem Luftreifen zu seinem Erfolg verhalf und (b) Robert William Thomson, [Tho], der den Luftreifen bereits vierzig Jahre zuvor tatsächlich erfand und patentierte.	3
1.2. Normalverteilte Dichtefunktion der Subjektivwertung der (a) Kenngröße „dynamische Stabilität“ und (b) Kenngröße „laterales Gripniveau“ für zwei baugleiche Fahrzeuge mit unterschiedlicher Bereifung. 1– Fahrzeug mit 17“-Bereifung, 2– Fahrzeug mit 18“-Bereifung. Stichprobengröße in (a) 89 Personen und in (b) 94 Personen	4
1.3. Vergleich zwischen Messung und Rechnung nach dem Stand der Technik, (a) im Lenkradwinkeldiagramm für Lenkradwinkel δ_H über der Lateralbeschleunigung a_y und (b) im Schwimmwinkeldiagramm für Schwimmwinkel β im Schwerpunkt, ebenfalls über der Lateralbeschleunigung dargestellt	5
1.4. Grafische Darstellung der Struktur der Arbeit	10
2.1. Schematische Darstellung des argumentativen Kreislaufes der Kraftübertragung von Reifen. Bild rechts nach [Mol10].	14
2.2. Darstellung des Reifenaufbaus und der Kontaktfläche als mechanisches Ersatzsystem, nach [Zeg98].	14
2.3. Schematische Darstellung der Deformation des Reifenaufbaus in (a) Draufsicht und (b) Ansicht von hinten. Deutlich sichtbar ist die Lateraldeformation und das schematisch dargestellte Deformationsmuster in der Kontaktfläche, beide aus [Pac66].	15
2.4. Darstellung der effektiven Kontaktfläche. (a) Schematische Darstellung der Kontaktfläche eines Profilblocks auf einer selbst-affinen Oberfläche bei verschiedenen Vergrößerungen, [Per05a] und (b) fotografische Darstellung eines Elastomerblocks aus PDMS auf einer rauen Oberfläche, [Lor12]. Nur in den dunklen Bereichen besteht Kontakt zwischen Elastomer und Oberfläche.	17
2.5. Darstellung der experimentell ermittelten Deformationskinematik in (a) longitudinaler Richtung bei Umfangsschlupf und (b) in lateraler Richtung unter Einwirkung eines Schräglaufwinkels, [Fac00]	18
2.6. Darstellung der gerechneten Deformation innerhalb eines Profilblockes bei longitudinaler Beanspruchung für zwei unterschiedlich große Schlupfzustände, [Mol10].	19
2.7. Darstellung der experimentellen Ergebnisse des Speichermoduls, Verlustmoduls und Verlustfaktors in Abhängigkeit (a) der Materialtemperatur bei einer konstanten Anregungsfrequenz von 10 Hz und (b) der mittels Transformation erhaltene Anregungsfrequenz des visko-elastischen Materialverhaltens, [AvP14].	21
2.8. Darstellung der Amplitudenabhängigkeit des elastischen Elastomerverhaltens. (a) Quantitative Darstellung des komplexen Elastizitätsmoduls auf Basis von Zugspannungsmessungen von kreiszylindrischen russgefüllten Elastomerproben mit verschiedenen Russanteilen, [Pay62b] und (b) qualitative Darstellung des Schubmoduls von gefüllten Elastomeren im Vergleich zum reinen Kautschuk, unter Angabe der jeweiligen Zusatzanteile, [Pay62a]	22
2.9. Schematische Darstellung (a) der Dehnung und Relaxation von Polymerketten und (b) der zeitlichen Abnahme von Spannung im Elastomermaterial bei konstanter Beanspruchung aufgrund der Materialrelaxation, beide nach [Pop11].	23
2.10. Schematische Darstellung (a) der geometrischen Abstützung (hellgrau) und Hysteresekomponente (dunkelgrau) bei Beanspruchung eines Elastomers auf einer rauen Oberfläche und (b) Stabilität der reibungsinduzierten Schwingungen von Elastomerblöcken, nach [MN08].	24



2.11. Schematische Darstellung des Fahrzeuges während der Kurvenfahrt in Form eines Einspurmodells. (a) zeigt das Fahrzeug und die zugehörigen Größen bei der langsamen, stationären Kurvenfahrt. (b) zeigt das Fahrzeug und die zugehörigen Größen bei der schnellen Kurvenfahrt	30
2.12. Einordnung von Reifenmodellkategorien hinsichtlich (a) Verständnis und Komplexität, sowie (b) Abbildungsgüte und Prozessaufwand zur Parametrierung. 1– Kennlinienmodelle; 2– semi-physikalische Modelle; 3– Starr-Gürtelring-Modelle; 4– Flexible-Gürtelring-Modelle; 5– FE-Modelle	34
2.13. Darstellung der Magic Formula unter Angabe der Einflüsse einzelner Parameter, [Pac12].	35
2.14. Darstellung der in dieser Arbeit verwendeten Koordinatensysteme. (a) TYDEX-C Koordinatensystem im Radmittelpunkt und (b) TYDEX-W Koordinatensystem im Radaufstandpunkt, beide aus [UZ97].	36
3.1. Einordnung von Kapitel 3 in die Struktur der Arbeit.	45
3.2. (a) Exemplarische Darstellung des zur objektiven Beschreibung des Fahrverhaltens betrachteten Lenkradwinkeldiagramms mit eingetragenen Kenngrößen 1: Lenkradwinkelgradient Linearbereich, 2: Lenkradwinkelgradient Grenzbereich, 3: maximale Lateralbeschleunigung und (b) Schwimmwinkeldiagramm mit 4: Schwimmwinkelgradient Linearbereich und 5: Schwimmwinkelgradient Grenzbereich (c) Giervverstärkungsdiagramm mit 6: Giereigenfrequenz und 7: Differenz Verstärkung Giergeschwindigkeit über dem Lenkradwinkel bei der Giereigenfrequenz, sowie (d) Bremsdiagramm mit 8: Bremsweg mit stationärer Verzögerung, Initialgeschwindigkeit v_i und -Distanz s_i zu Zeitpunkt $t = t_i$, sowie Anfangsgeschwindigkeit des Manövers v_0 und Anfangsweg s_0	47
3.3. Schematische Einordnung der Fahrmanöver und Fahrdynamikenngrößen hinsichtlich Linearität und Dynamik des Gesamtfahrzeugverhaltens	49
3.4. Darstellung des Schräglaufwinkels und des Sturzwinkels über der Lateralbeschleunigung (a) und (c) im gesamten lateraldynamischen Bereich, sowie (b) und (d) vergrößert dargestellt im Bereich bis $a_y = 4 \text{ ms}^{-2}$	52
3.5. Darstellung der Vertikalkraft und der Reifentemperatur über der Lateralbeschleunigung (a) und (c) im gesamten lateraldynamischen Bereich, sowie (b) und (d) vergrößert dargestellt im Bereich bis $a_y = 4 \text{ ms}^{-2}$	54
3.6. Darstellung der Streubereiche über neun untersuchten Reifenindividuen, sowie der durchschnittlichen, am inneren Hinterrad (hi), inneren Vorderrad (vi), äußeren Hinterrad (ha) und äußeren Vorderrad (va) auftretenden (a) Schräglaufwinkel, (b) Sturzwinkel, (c) Vertikalkräfte und (d) Rillentemperaturen für drei Betriebspunkte $a_y = 0.4g$, $a_y = 0.85 a_{y,max}$ und $a_y = a_{y,max}$	55
3.7. Struktur der entwickelten Methode	59
4.1. Einordnung von Kapitel 4 in die Struktur der Arbeit	65
4.2. Schematische Darstellung der Deformationskinematik in Umfangsrichtung im Falle des Antriebsschlupfes, d.h. $\Omega r_d > v_x$ (vgl. [Ril94]). Dargestellt sind die Longitudinaldeformation $x_D(l_i)$ und der longitudinale Schubwinkel $\gamma_x(l_i)$ zur arbiträren Längenkoordinate $x = l_i$	67
4.3. Schematische Darstellung der Deformationskinematik unter Schlupf in lateraler Richtung für (a) den Fall des ideal steifen Reifenaufbaus und für (b) den Fall des endlich steifen Reifenaufbaus. Die helle Fläche stellt die makroskopische Kontaktfläche dar. Aus Gründen der Übersichtlichkeit ist die Lateraldeformation des Reifenaufbaus nicht dargestellt.	71

4.4. Schematische Darstellung der Form der Mittellinie des Reifenaufbaus. Oben: Stretched String unter Berücksichtigung der Biegesteifigkeit und mit Profilelementen, nach Pacejka [Pac66]. Unten: Approximation der Form des Reifenaufbaus durch eine äquivalente Balkenbiegung	72
4.5. Schematische Darstellung des kinematischen Einlaufvorgangs eines Schlupfzustandes in die Kontaktfläche, mit (a) Sprungantwort der Longitudinalkraft mit eingetragenen arbiträren Zeitpunkten t_{ib} und t_{ic} nach dem Sprung in Umfangschlupf zu $t = t_0$, (b) aktuelle Schubspannung τ_i zu Zeitpunkt $t = t_{ib}$ im Vergleich zur stationären Schubspannung τ_x und (c) aktuelle Schubspannung τ_i zu Zeitpunkt $t = t_{ic}$ im Vergleich zur stationären Schubspannung τ_x	79
4.6. Schematische Darstellung des strukturmechanischen Einlaufvorgangs eines Schlupfzustandes, mit (a) Sprungantwort der Longitudinalkraft mit eingetragener Einlaufzeit t^* und doppelten Einlaufzeit $2t^*$ nach dem Sprung in Umfangschlupf zu $t = t_0$, (b) aktuelle Schubspannung τ_i zu Zeitpunkt $t = t^*$ im Vergleich zur stationären Schubspannung τ_x und (c) aktuelle Schubspannung τ_i zu Zeitpunkt $t = 2t^*$ im Vergleich zur stationären Schubspannung τ_x	80
4.7. Schematische Darstellung des kinematischen Einlaufvorgangs eines Schräglaufwinkels in die Kontaktfläche bei geringer Geschwindigkeit, mit (a) Sprungantwort der Longitudinalkraft mit eingetragenen arbiträren Zeitpunkten t_{ib} und t_{ic} nach dem Sprung in Umfangschlupf zu $t = t_0$, (b) aktuelle Schubspannung τ_i zu Zeitpunkt $t = t_{ib}$ im Vergleich zur stationären Schubspannung τ_x und (c) aktuelle Schubspannung τ_i zu Zeitpunkt $t = t_{ic}$ im Vergleich zur stationären Schubspannung τ_y	83
4.8. Darstellung (a) der Vertikalkraft über der Zeit, (b) des Schräglaufwinkels über der Zeit, (c) der sich ergebenden Lateralkraft für einen Beispielreifen über der Zeit und schließlich die ermittelte stationäre Seitenkraft über der Vertikalkraft für $1-\alpha_0 = 1^\circ$, $2-\alpha_0 = -1^\circ$, sowie die ermittelte Schräglaufsteifigkeit $3-c_\alpha$ des Vertikalkraftsprungverfahrens	87
4.9. Exemplarische Darstellung der gemessenen Lateralkraftantwort, sowie des bestmöglichen Optimierungsergebnisses eines dynamischen Einlaufverhaltens erster Ordnung für (a) das Losroll-Verfahren, sowie (c) das Schräglaufwinkelsprung-Verfahren. (b) und (d) zeigen die sich während der jeweiligen Manöver ergebenden Rückstellmomentverläufe. Ersichtlich ist die deutlich bessere Übereinstimmung zwischen Real- und Modellverhalten in (a), was maßgeblich in der unterschiedlichen Ausprägung des Rückstellmomentes in der Kontaktfläche begründet ist.	89
4.10. Darstellung der (a) Schräglaufsteifigkeit und (c) Einlauflänge über der Vertikalkraft für mehrere Wiederholungen mit körperlich unterschiedlichen Reifen der gleichen Spezifikation, auf Basis in Abschnitt 4.3 beschriebenen Prüfmethode. (b) und (d) zeigen die normalverteilte Wahrscheinlichkeit der Reproduktionsgenauigkeit der so identifizierten Schräglaufsteifigkeit, respektive Einlauflänge für alle untersuchten Reifen.	92
4.11. Darstellung (a) der Schräglaufsteifigkeit und (c) der Rückstellsteifigkeit über der Vertikalkraft, sowie (b) der Schräglaufsteifigkeit und (d) der Rückstellsteifigkeit über der Abrollgeschwindigkeit. $1-v_x=5 \text{ km/h}$, $2-v_x=50 \text{ km/h}$, $3-v_x=100 \text{ km/h}$, $4-F_z=1 \text{ kN}$, $5-F_z=5 \text{ kN}$, $6-F_z=9 \text{ kN}$	94



4.12. Darstellung der strukturmechanischen Einlauflänge (a) über der Vertikalkraft für 1 – das Schräglaufwinkelsprungverfahren nach Einsle, 2 – das Losrollverfahren bei $v_x=2 \text{ kmh}^{-1}$ und 3 – die gemäß Gleichung 4.68 auf $v_x=100 \text{ kmh}^{-1}$ transformierte Einlauflänge aus dem Losrollverfahren und der Schräglaufsteifigkeit aus Abbildung 4.11, sowie (b) über der Abrollgeschwindigkeit für unterschiedliche Vertikalkräfte. 4 – $F_z=1 \text{ kN}$, 5 – $F_z=5 \text{ kN}$, 6 – $F_z=9 \text{ kN}$	95
4.13. Darstellung der Schräglaufsteifigkeit (a) über der Vertikalkraft bei unterschiedlichen Rillentemperaturen und (b) über der Rillentemperatur bei unterschiedlichen Vertikalkräften. 1 – $T_R=2^\circ\text{C}$, 2 – $T_R=35^\circ\text{C}$, 3 – $T_R=50^\circ\text{C}$, 4 – $F_z=3 \text{ kN}$, 5 – $F_z=5 \text{ kN}$, 6 – $F_z=7 \text{ kN}$, nach [AvP14]	97
4.14. Darstellung (a) der Schräglaufsteifigkeit und (c) der Rückstellsteifigkeit über der Vertikalkraft, sowie (b) der Schräglaufsteifigkeit und (d) der Rückstellsteifigkeit über dem Reifeninnendruck für unterschiedliche Vertikalkräfte. 1 – $p_{in}=220 \text{ kPa}$, 2 – $p_{in}=240 \text{ kPa}$, 3 – $p_{in}=260 \text{ kPa}$, 4 – $F_z=3 \text{ kN}$, 5 – $F_z=7 \text{ kN}$, 6 – $F_z=11 \text{ kN}$	98
4.15. Darstellung der (a) Schräglaufsteifigkeit und (c) laterale Einlauflänge über der Vertikalkraft für zwei Reifen mit jeweils zwei unterschiedlichen Felgenmaulweiten, sowie (b) Schräglaufsteifigkeit und (d) laterale Einlauflänge über der Felgenmaulweite. 1 – R3 mit $b_F=6.5 \text{ in}$, 2 – R3 mit $b_F=8.5 \text{ in}$, 3 – R5 mit $b_F=8 \text{ in}$, 4 – R5 mit $b_F=9 \text{ in}$, 5 – R3 bei $F_z=5 \text{ kN}$, 6 – R3 bei $F_z=9 \text{ kN}$, 7 – R5 bei $F_z=5 \text{ kN}$, 8 – R5 bei $F_z=9 \text{ kN}$	100
4.16. Darstellung (a) der Schräglaufsteifigkeit über der Vertikalkraft, sowie (b) der Schräglaufsteifigkeit über dem Sturzwinkel für unterschiedliche Vertikalkräfte. 1 – $\gamma=0^\circ$, 2 – $\gamma=0.5^\circ$, 3 – $\gamma=3^\circ$, 4 – $F_z=3 \text{ kN}$, 5 – $F_z=7 \text{ kN}$, 6 – $F_z=11 \text{ kN}$	101
5.1. Einordnung von Kapitel 5 in die Struktur der Arbeit	107
5.2. Darstellung des Reibungsgesetzes über der Gleitgeschwindigkeit und der Gleitreibungsleistung mit beispielhaften Parametern $\mu_H=1.35$, $\mu_\infty=0.95$, $C_\mu=-0.001$, $C_T=-0.001$, $C_V=-0.001$	110
5.3. Schematische Darstellung der Reifendeformation unter Kraftbelastung und der sich daraus ergebenden Druckverteilung. (a) zeigt den Fall des aufgrund von antreibendem Umfangschlupf mit Longitudinalkraft belasteten Reifens, bei dem sich die Verteilung der Flächenpressung linear in Richtung Auslaufbereich der Kontaktfläche verschiebt. ζ_x stellt hierbei die Longitudinaldeformation des Reifenaufbaus dar, welche die Veränderung der Druckverteilung hervorruft. (b) zeigt den lediglich mit Vertikalkraft belasteten Fall.	112
5.4. Schematische Darstellung des longitudinalen Kraftzustandes in antriebsender, sowie bremsender Richtung, sowie der entsprechenden kinematischen Schubspannung über der Kontaktlänge für den Fall des (a)-(c) frei rollenden Zustandes, mit Darstellung der abplattungsbedingten Schubspannung, (d)-(f) Haftzustandes, mit Überlagerung der abplattungsbedingten und schlupfbedingten Schubspannung τ_K und (g)-(i) partiellen Haft- und Gleitzustandes, mit kraftbedingter, longitudinaler Deformation des Reifenaufbaus ζ_x und Übergangskoordinate l_G zwischen Haft- und Gleitzustand	114

5.5. Schematische Darstellung des Kraftzustandes und der entsprechenden kinematischen Schubspannung in der über der Kontaktlänge für den Fall der lateralen Beanspruchung. Ersichtlich sind (a) die schematische Lateralkraft und (d) das Rückstellmoment über dem Schräglaufwinkel, sowie die verschiedenen Betriebspunkte (b) im Haftzustand, (c) im partiellen Haft- und Gleitzustand, (e) im Bereich der maximalen Lateralkraft und (b) bei großem Schräglaufwinkel.	117
5.6. Darstellung (a) des Umfangschlupfes über der Zeit und (b) der Longitudinalkraft über dem Umfangschlupf. Dargestellt sind in (a) 1 – der möglichst exakt geregelte Anstieg des Umfangschlupfes, sowie 2 – der möglichst schnelle Abfall des Umfangschlupfes. Darstellung (b) zeigt überdies den unterschiedlichen Verlauf der Longitudinalkraft über dem Umfangschlupf für 3 – einen Prüfstand mit Umfangschlupfregelung und 4 – einen Prüfstand mit Momentensteuerung.	119
5.7. Darstellung (a) der Vertikalkraft über der Zeit, (b) des Schräglaufwinkels über der Zeit, (c) der sich ergebenden Lateralkraft über dem Schräglaufwinkel bei F_{z2} und (d) des Rückstellmomentes für einen Beispielreifen über dem Schräglaufwinkel bei F_{z2} . <i>I</i> – negative Schräglaufwinkel, <i>II</i> – positive Schräglaufwinkel, 1 – F_{z1} , 2 – F_{z2} , 3 – F_{z3} unterschiedliche, arbiträre Vertikalkraftniveaus	
5.8. Darstellung der (a) Höhenprofile über dem Weg für 1 – Prüfstrecke I, 2 – Prüfstrecke II und 3 – Flachbahnoberfläche, sowie (b) Höhendifferenzkorrelation für die vorgenannten Oberflächen	122
5.9. Darstellung der (a) Longitudinalkraft über dem Umfangschlupf und (c) Lateralkraft über dem Schräglaufwinkel für zwei Wiederholungen mit gleichem Reifen. Des Weiteren sind die normalverteilte Wahrscheinlichkeit der Präzision des identifizierten (b) μ_x und (d) μ_y dargestellt.	123
5.10. Darstellung (a) der untersuchten Lateralkraft im Zeitbereich, in der sich ab ca. $t = 3$ s plötzlich eine starke Streuung der Messergebnisse zeigt und (b) Leistungsdichtefunktion der Lateralkraft, in der sich maßgebliche Maxima bei $f = 10.8$ Hz, sowie bei $f = 48.5$ Hz zeigen.	125
5.11. Darstellung des Quotienten des (a) bezogenen longitudinalen Reibungskoeffizienten auf der Schleifpapieroberfläche des Flachbahnprüfstandes $\mu_{x,f}$ über dem mithilfe eines Anhängerprüfstandes auf einer trockenen Fahrbahnoberfläche ermittelten $\mu_{x,t}$ in Abhängigkeit der Vertikalkraft und analog in (b) des bezogenen lateralen Reibungskoeffizienten	127
5.12. Darstellung der normierten Longitudinalkraftcharakteristik für zwei ausgewählte Reifen. (a) zeigt den Quotienten der Longitudinalkraft F_x über der Vertikalkraft F_z für Sommerreifen A in Abhängigkeit des Umfangsschlupfes auf der Schleifpapieroberfläche des Flachbahnprüfstandes und der realen Fahrbahnoberfläche (Prüfstrecke I) bei annähernd konstanter Vertikalkraft und (b) dessen Maximalwert in Abhängigkeit der Vertikalkraft. (c) und (d) zeigen die gleichen Größen für Reifen B.	128
5.13. Darstellung der normierten Lateralkraftcharakteristik für zwei ausgewählte Reifen. (a) zeigt den Quotienten der Lateralkraft F_y über der Vertikalkraft F_z für Reifen A in Abhängigkeit des Schräglaufwinkels auf der Schleifpapieroberfläche des Flachbahnprüfstandes und der realen Fahrbahnoberfläche (Prüfstrecke I) bei annähernd konstanter Vertikalkraft und (b) dessen Maximalwert in Abhängigkeit der Vertikalkraft. (c) und (d) zeigen die gleichen Größen für Reifen B.	130
5.14. Darstellung des Quotienten des (a) bezogenen longitudinalen Reibungskoeffizienten bei benässter Fahrbahnoberfläche und Wasserfilmhöhe 1.5 mm $\mu_{x,n}$ über dem auf gleicher, trockener Fahrbahnoberfläche $\mu_{x,t}$ und (b) analog für den bezogenen lateralen Reibungskoeffizienten	131



5.15. Darstellung der normierten Longitudinalkraftcharakteristik für zwei ausgewählte Reifen. (a) zeigt den Quotienten der Longitudinalkraft F_x über der Vertikalkraft F_z für Reifen A in Abhängigkeit des Umfangschlupfes für jeweils die trockene und mit 1.5 mm Wasserfilm benässte reale Fahrbahnoberfläche bei annähernd konstanter Vertikalkraft und (b) der bezogene longitudinale Reibungskoeffizient in Abhängigkeit der Vertikalkraft. (c) und (d) zeigen die gleichen Größen für Reifen B.	133
5.16. Darstellung der normierten Lateralkraftcharakteristik für zwei ausgewählte Reifen. (a) zeigt den Quotienten der Lateralkraft F_y über der Vertikalkraft F_z für Reifen A in Abhängigkeit des Schräglaufwinkels für jeweils die trockene und mit 1.5 mm Wasserfilm benässte reale Fahrbahnoberfläche bei annähernd konstanter Vertikalkraft und (b) der bezogene laterale Reibungskoeffizient in Abhängigkeit der Vertikalkraft. (c) und (d) zeigen die gleichen Größen für Reifen B.	134
6.1. Einordnung von Kapitel 6 in die Struktur der Arbeit	141
6.2. Grafische Darstellung des Vorgehens zur Eigenschaftssynthese	143
6.3. Darstellung der (a) Kontaktlänge l_K für Messung und Approximation, sowie (b) Kontaktbreite b_K . Die gemessenen Kontaktdimensionen beruhen auf Reifenabdrücken bei den dargestellten Vertikalkräften.	144
6.4. Darstellung der Biegeform des Reifenaufbaus des Synthesemodells bei (a) singulärer Variation der torsionalen Steifigkeit des Reifenaufbaus und (c) singulärer Variation des Elastizitätsmoduls des Reifenaufbaus. Außerdem ist in (b) und (d) die Auswirkung der Variation dieser beiden Parameter auf den Verlauf der Schräglaufsteifigkeit über der Vertikalkraft dargestellt.	146
6.5. Darstellung (a) der Schräglaufsteifigkeit und (b) der Rückstellsteifigkeit des Synthesemodells bei singulärer Variation des komplexen Schubmoduls des Reifenoberflächenmaterials	147
6.6. Darstellung des Einflusses der Variation von (a) μ_H und μ_∞ und (b) C_μ auf den Verlauf des Gleitreibungskoeffizienten des Synthesemodells über der Gleitgeschwindigkeit	148
6.7. Darstellung des Ergebnisses der Modelloptimierung des Synthesemodells für einen Reifen (a) der Schräglaufsteifigkeit und (b) der Rückstellsteifigkeit. Als Modellparameter wurden $G^*=5.844$ MPa, $E=1.846$ MPa und $c_\theta=277.9$ Nm $^\circ$ $^{-1}$ identifiziert.	149
6.8. Darstellung (a) der Lateralkraft über dem Schräglaufwinkel und (b) des Rückstellmomentes über dem Schräglaufwinkel für den Flachbahnprüfstand, den Anhängerprüfstand, sowie für das Synthesemodell bei Vertikalkraft $F_z=5000$ N. Ersichtlich ist, wie das Synthesemodell das experimentelle Ergebnis des Flachbahnprüfstandes bei kleinen Schräglaufwinkeln mit dem Ergebnis des Anhängerprüfstandes auf einer realen Fahrbahnoberfläche bei größeren Schräglaufwinkeln verbindet.	150
6.9. Vergleich zwischen dem verbesserten Stand der Technik und der hybriden Methode für (a) die Schräglaufsteifigkeit bei $F_z = 5000$ N, sowie (b) die laterale Einlauflänge bei $F_z = 5000$ N. Im Synthesemodell wurde die Geschwindigkeitsabhängigkeit der Einlauflänge berücksichtigt.	153
6.10. Vergleich zwischen dem verbesserten Stand der Technik und der hybriden Methode für (a) den longitudinalen Reibungskoeffizient bei $F_z = 5500$ N, sowie (b) den lateralen Reibungskoeffizienten bei $F_z = 5500$ N	154
7.1. Einordnung von Kapitel 7 in die Struktur der Arbeit	159

7.2.	Darstellung eines als Fünf-Massen-Modell ausgeführten Zweispurmodells, nach Hafkamp [Haf15]	160
7.3.	Gegenüberstellung von real gemessenen und gerechneten (a) Schräglaufwinkeln, (c) Sturzwinkeln und (e) Vertikalkräften über der Lateralbeschleunigung im gesamten lateraldynamischen Bereich, sowie jeweils in (b), (d) und (f) vergrößert dargestellt im Bereich $ a_y \leq 4ms^{-2}$ (vgl. Abbildung 3.4 und Abbildung 3.5).	163
7.4.	Gegenüberstellung des experimentell am Gesamtfahrzeug ermittelten Bremsweges s_B und des bezogenen longitudinalen Reibbeiwertes μ_x für die hybride Methode und den Flachbahnprüfstand. Ebenfalls dargestellt sind Fehlerbalken, welche die absolute Streuung der Einzelmessungen darstellen und der Zusammenhang zwischen s_B und μ_x gemäß Gleichung 7.4.	165
7.5.	Darstellung der Ergebnisse der Validierung von stationären lateralen Reifencharakteristika für zwei untersuchte Reifen (vgl. Tabelle 6.3). (a) und (b) zeigen den Verlauf des Lenkradwinkels über der Lateralbeschleunigung, während (c) und (d) den Schwimmwinkel im Fahrzeugschwerpunkt in Relation zur Lateralbeschleunigung darstellen.	166
7.6.	Übersicht der Validierungsergebnisse in Form der Präzision Q_r der Kenngrößen (a) maximale Lateralbeschleunigung, (b) Lenkradwinkelgradient im Linearbereich und (c) Lenkradwinkelgradient im Grenzbereich für die in dieser Arbeit untersuchten Reifen	168
7.7.	Übersicht der Validierungsergebnisse in Form der Präzision Q_r der Kenngrößen (a) Schwimmwinkelgradient im Linearbereich und (b) Schwimmwinkelgradient im Grenzbereich für die in dieser Arbeit untersuchten Reifen	169
7.8.	Gegenüberstellung der Übertragungsfunktion von Lenkradwinkel zu Giergeschwindigkeit für Messung und Rechnung für $R1$ und $R9$	171
7.9.	Übersicht der Validierungsergebnisse in Form der Präzision Q_r der Kennwerte (a) Eigenfrequenz der Giergeschwindigkeit bezogen auf den Lenkradwinkel und (b) Überhöhung der Amplitude der Giergeschwindigkeit über dem Lenkradwinkel bei der Eigenfrequenz für die untersuchten Reifen	173
A.1.	Schematische Darstellung des kinematischen Einlaufvorgangs eines Schlupfzustandes in die Kontaktfläche, bei sprunghafter positiver Vertikalkraftänderung F_{zp} oder negativer Vertikalkraftänderung F_{zm} . In (a), (d), (g), und (j) ist die Sprungantwort der Longitudinalkraft mit eingetragenen arbiträren Zeitpunkten t_{ib} und t_{ic} nach dem Sprung in Umfangsschlupf zu $t = t_0$, (b) aktuelle Schubspannung τ_i zu Zeitpunkt $t = t_{ib}$ im Vergleich zur stationären Schubspannung τ_x und (c) aktuelle Schubspannung τ_i zu Zeitpunkt $t = t_{ic}$ im Vergleich zur stationären Schubspannung τ_x	210
B.1.	Darstellung der Lateraldeformation in der Kontaktfläche bei $\alpha_0 = 1^\circ$ und Variation der Vertikalkraft	213
B.2.	Darstellung der Rückstellsteifigkeit in Abhängigkeit der torsionalen Steifigkeit des Reifenaufbaus.	214
C.1.	Vergleich zwischen dem verbesserten Stand der Technik und der hybriden Methode für den bezogenen lateralen Reibungskoeffizienten μ_y bei (a) $F_z = 3000N$, sowie (b) $F_z = 5500N$, sowie (c) $F_z = 8000N$ der untersuchten Reifen aus Tabelle 6.3	217





TABELLENVERZEICHNIS



3.1. Übersicht der in dieser Arbeit betrachteten Kenngrößen der Gesamtfahrzeugdynamik (vgl. Abbildung 3.2).	46
3.2. Übersicht der in dieser Arbeit verwendete Fahrmanöver in Gesamtfahrzeugversuch und -rechnung, nach Schimmel u. a. [Sch14].	49
3.3. Mess- und steuerungstechnische Ausstattung des Versuchsfahrzeuges zur Identifikation von Betriebsbedingungen. Für die Definition bisher nicht benannter Größen wird an der Stelle auf die Notation verwiesen.	50
4.1. Anwendung Messverfahren zur Identifikation von transienten lateralen Reifencharakteristika	91
4.2. Übersicht und Bewertung verschiedener gängiger Reifenprüfstandkonzepte hinsichtlich Eignung zur Identifikation von Strukturgrößen	91
4.3. Zusammenfassung der Abhängigkeiten von Strukturgrößen	102
5.1. Übersicht und Bewertung verschiedener gängiger Reifenprüfstandkonzepte hinsichtlich Eignung zur Identifikation von Reibgrößen	124
5.2. Übersicht über die zur Untersuchung der Präzision der Methode zur Identifikation von Reibgrößen herangezogenen Reifentypen und -dimensionen . . .	124
6.1. Parameterdefinition des mechanisch-analytischen Reifenmodells	142
6.2. Gegenüberstellung der untersuchten Prüfmethoden	151
6.3. Zur Methodenvvalidierung untersuchte Reifenspezifikationen	151
7.1. Messtechnische Ausstattung des Versuchsfahrzeuges zur Methodenvvalidierung	160





ANHANG A.

TRANSIENTES VERHALTEN BEI DYNAMISCHER VERTIKALKRAFTANREGUNG



Läuft ein Reifen mit einem bestimmten Schlupfzustand oder unter einem bestimmten Schräglaufwinkel und ändert sich nun die Vertikalkraft, so stellt sich der neue Zustand nicht unmittelbar ein. Durch Veränderung der Vertikalkraft ändern sich besonders die Dimensionen der Kontaktfläche. Bei Zunahme der Vertikalkraft verlängert sich die Kontaktfläche. Die Annahme ist zulässig, dass dies annähernd symmetrisch erfolgt. Einerseits betreten nun in der Einlaufzone die Profilelemente früher die Kontaktfläche, andererseits verweilen sie länger in ihr und sind dementsprechend länger der schlupfbedingten Deformation ausgesetzt. Die in Unterabschnitt 4.2.1 und Unterabschnitt 4.2.2 beschriebenen Mechanismen des Einlaufens besitzen in diesem Zustand ebenfalls Gültigkeit.

Im Gegensatz zur gängigen Argumentation in der Literatur (vgl. hierzu beispielsweise [BB12]), ist davon auszugehen, dass es bei einem negativen Vertikalkraftsprung ebenfalls zu einem transienten Einlaufverhalten kommt. Sowohl der kinematische, als der strukturmechanische Einlaufmechanismus beeinflusse das transiente Verhalten, deren Wirkung ist jedoch leicht verschieden im Vergleich zur positiven Vertikalkraftanregung. Es ist korrekt, dass, entsprechend der Argumentation von Breuer u. a. [BB12], bei einem negativen Vertikalkraftsprung Teile der Kontaktfläche plötzlich einen Kontaktdruck gleich null erfahren und dementsprechend direkt in dem Moment keine Schubspannung aufbauen und keine Kräfte übertragen können. Inkorrekt ist jedoch die Annahme, damit sei der Einlaufvorgang abgeschlossen. Die übrigen Elemente, welche weiterhin einen Kontaktdruck größer null erfahren, behalten initial ihre Deformation und somit ihre Schubspannung bei. Diese ist größer als die, die sie im eingelaufenen Zustand haben. Dementsprechend dauert es auch in diesem Fall exakt einen Durchlauf durch die Kontaktfläche, vgl. Unterabschnitt 4.2.1, bis der neue, kinematisch stationäre Zustand erreicht ist. Darüber hinaus führt die Änderung der wirksamen Kraft zu einem entsprechenden strukturmechanischen Einlaufen und damit verbundenen Beeinflussung des effektiven Schlupfzustandes in der Kontaktfläche. Der sich entgegen der Kraftwirkung entspannende Reifenaufbau erhöht zunächst den effektiven Schlupf τ_i , bis sich der neue, strukturmechanisch stationäre Zustand entsprechend τ_{x0} eingestellt hat. Es kann jedoch davon ausgegangen werden, dass der stationäre Zustand bei einem negativen Vertikalkraftsprung nach einer kürzeren Einlaufzeit erreicht ist, als bei einem positiven Vertikalkraftsprung. Aus Gründen der Übersichtlichkeit wird auf Darstellung der abplattungsbedingten Schubspannungen in Abbildung A.1 verzichtet.

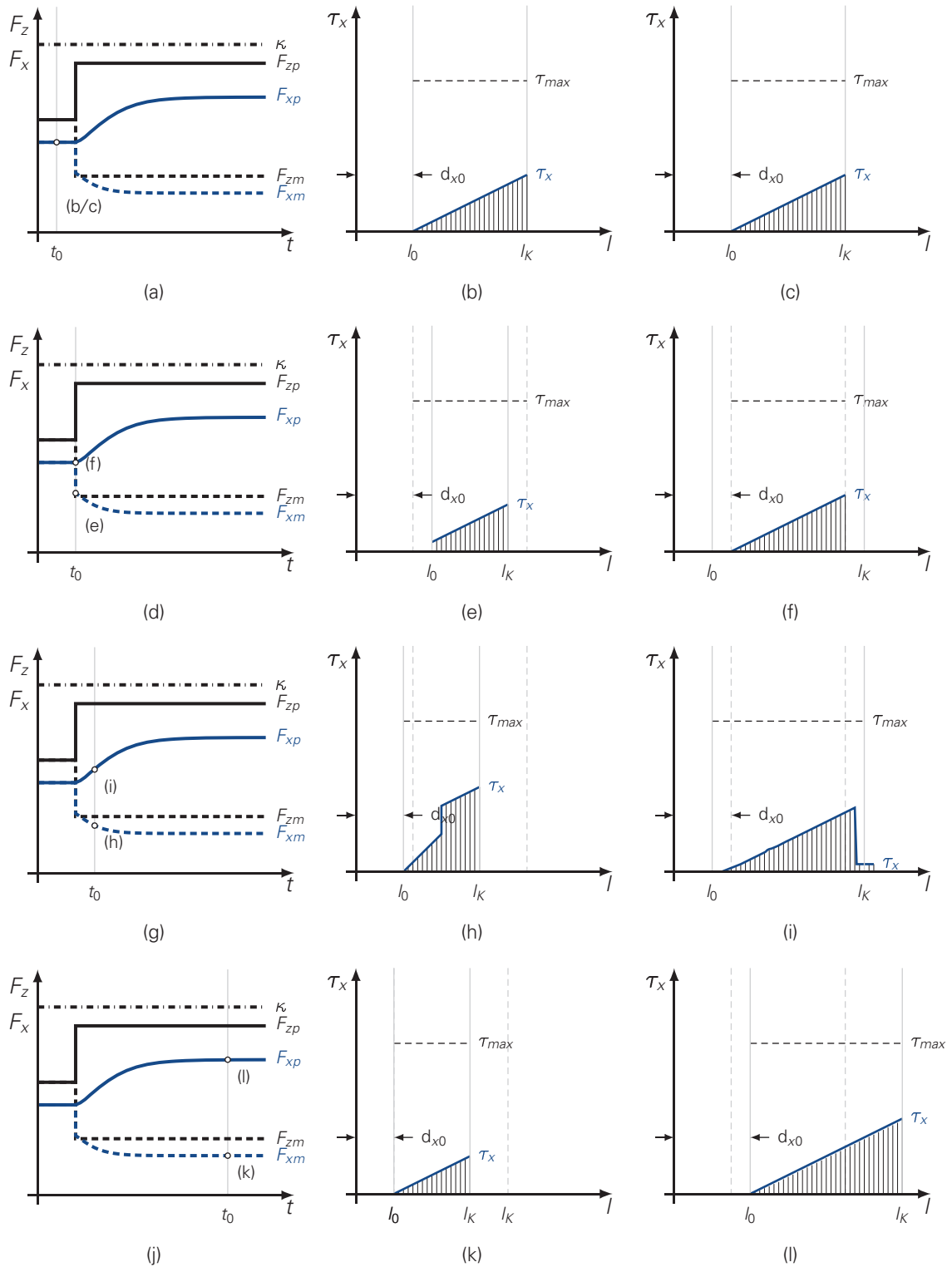
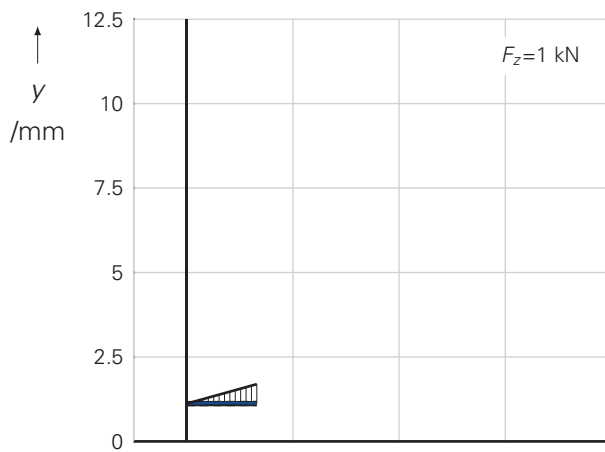


Abbildung A.1.: Schematische Darstellung des kinematischen Einlaufvorgangs eines Schlupfzustandes in die Kontaktfläche, bei sprunghafter positiver Vertikalkraftänderung F_{zp} oder negativer Vertikalkraftänderung F_{zm} . In (a), (d), (g), und (j) ist die Sprungantwort der Longitudinalkraft mit eingetragenen arbiträren Zeitpunkten t_{ib} und t_{ic} nach dem Sprung in Umfangsschlupf zu $t = t_0$, (b) aktuelle Schubspannung τ_i zu Zeitpunkt $t = t_{ib}$ im Vergleich zur stationären Schubspannung τ_x und (c) aktuelle Schubspannung τ_i zu Zeitpunkt $t = t_{ic}$ im Vergleich zur stationären Schubspannung τ_x

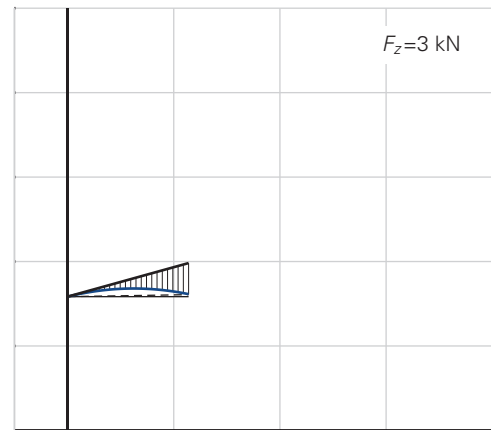
ANHANG B.

WEITERE DARSTELLUNGEN DER SCHUBSPANNUNG IN DER KONTAKTFLÄCHE BEI LATERALER BEANSPRUCHUNG

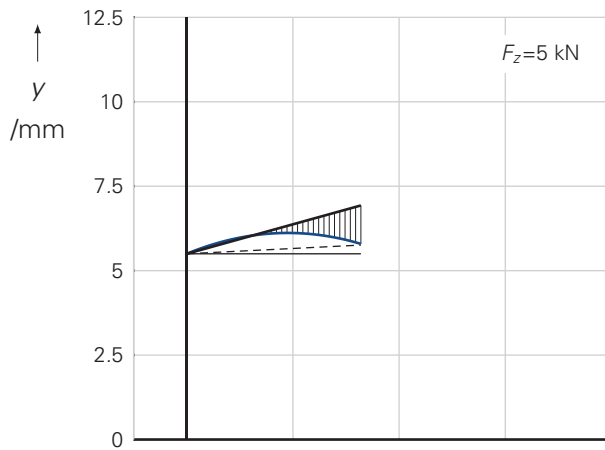




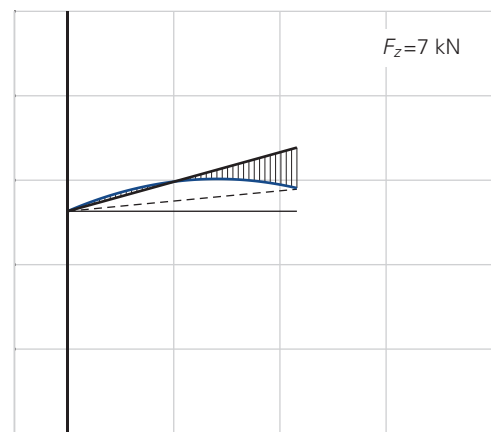
(a)



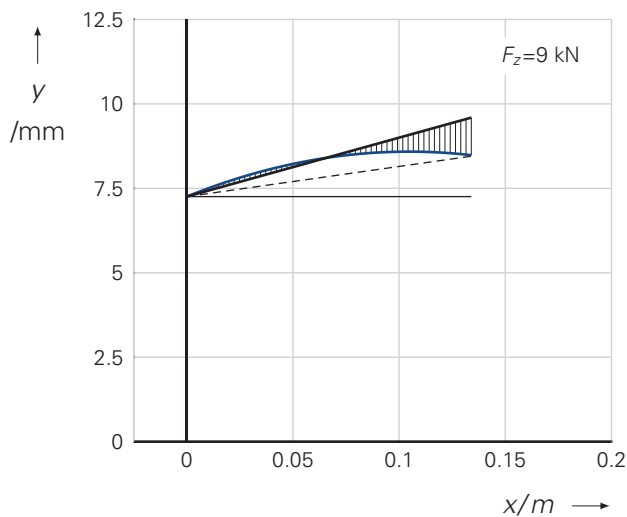
(b)



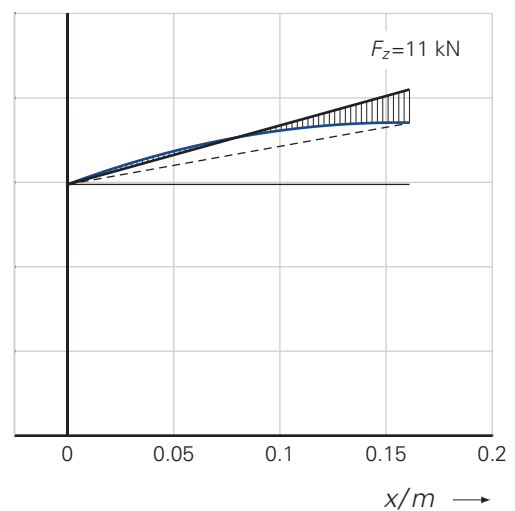
(c)



(d)



(e)



(f)

Abbildung B.1.: Darstellung der Lateraldeformation in der Kontaktfläche bei $\alpha_0 = 1^\circ$ und Variation der Vertikalkraft

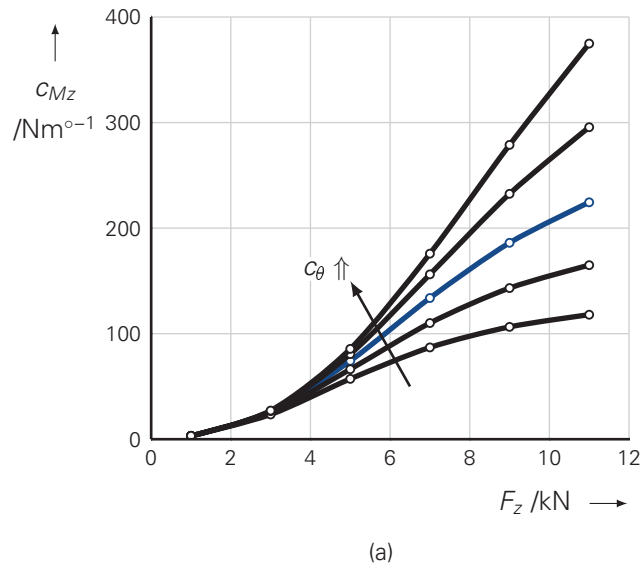


Abbildung B.2.: Darstellung der Rückstellsteifigkeit in Abhängigkeit der torsionalen Steifigkeit des Reifenaufbaus.

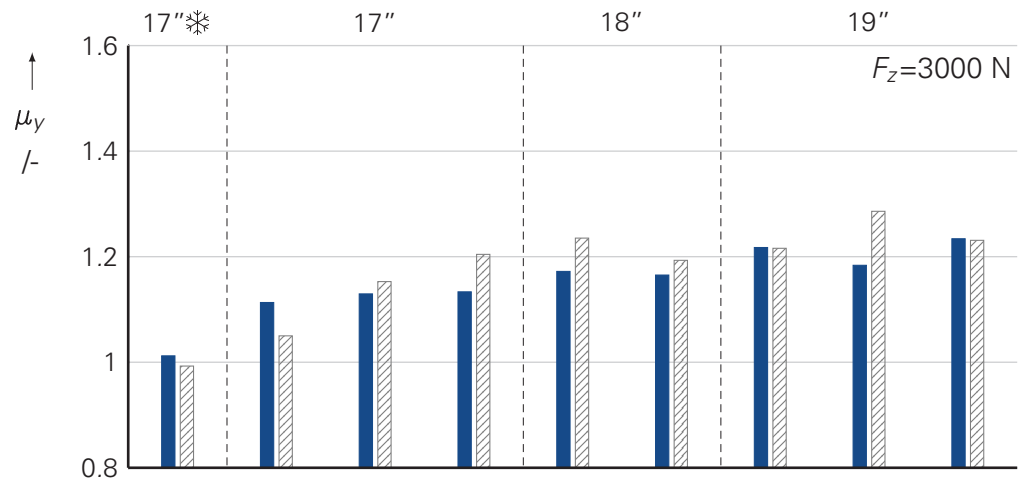
Die Rückstellsteifigkeit ändert sich bei Variation der torsionalen Steifigkeit des Reifenaufbaus gemäß Abbildung B.2.



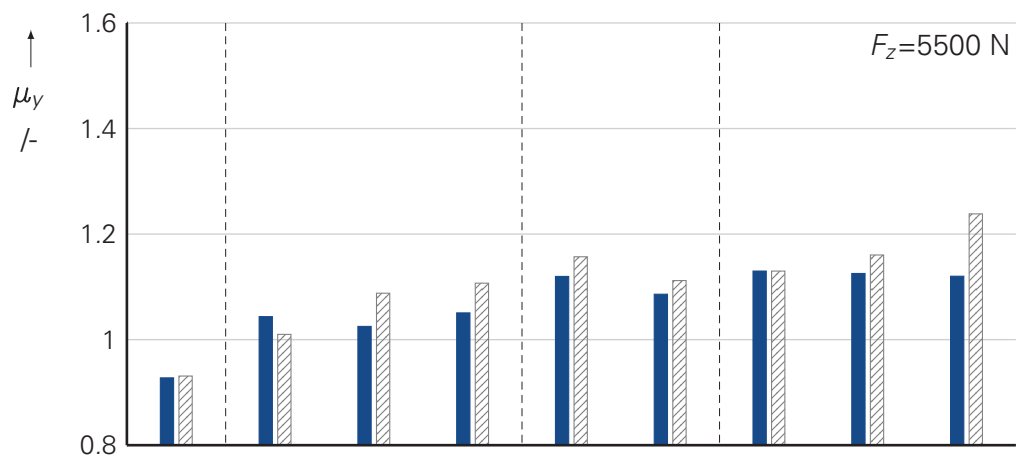
ANHANG C.

DARSTELLUNG DES BEZOGENEN LATERALEN REIBUNGSKOEFFIZIENTEN

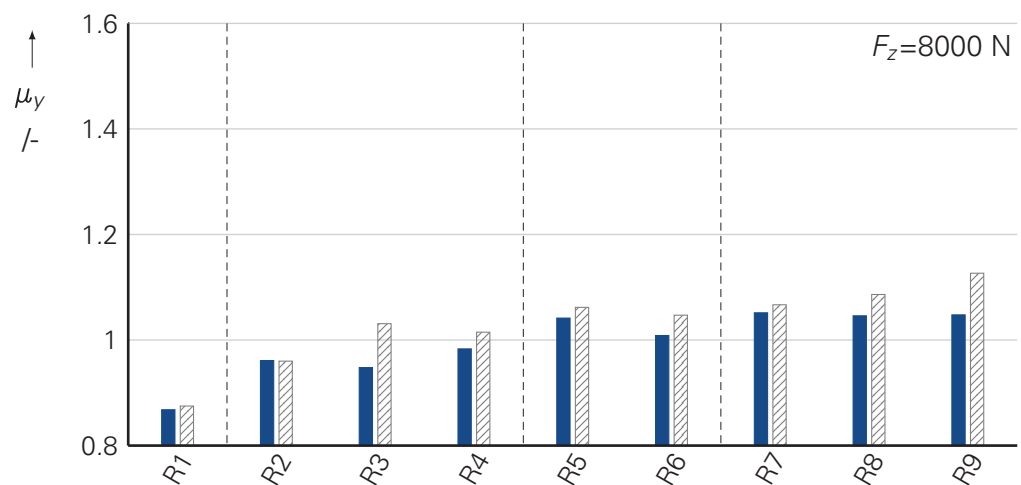




(a)



(b)



(c)

Abbildung C.1.: Vergleich zwischen dem verbesserten Stand der Technik und der hybriden Methode für den bezogenen lateralen Reibungskoeffizienten μ_y bei (a) $F_z = 3000 \text{ N}$, sowie (b) $F_z = 5500 \text{ N}$, sowie (c) $F_z = 8000 \text{ N}$ der untersuchten Reifen aus Tabelle 6.3





