

Entwicklung einer Analysemethode zur Bestimmung der relevanten Einflussparameter des Reifens auf die Lenkungsauslegung

Von der Fakultät für Ingenieurwissenschaften, Abteilung Maschinenbau und Verfahrenstechnik
der Universität Duisburg-Essen zur Erlangung des akademischen Grades eines

Doktors der Ingenieurwissenschaften

Dr.-Ing.

genehmigte Dissertation

von

Mario Weinberger

aus

München

Gutachter: Prof. Dr.-Ing. Dieter Schramm
Prof. Dr.-Ing. Markus Till
Prof. Dr.-Ing. Wojciech Kowalczyk

Tag der mündlichen Prüfung: 18.04.2023

Danksagung

Die vorliegende Arbeit ist im Rahmen meiner Tätigkeit als Doktorand bei der BMW Group in München entstanden. An dieser Stelle möchte ich allen beteiligten Personen danken, die mich bei der Anfertigung meiner Doktorarbeit unterstützt haben.

Mein besonderer Dank gilt Herrn Prof. Dr.-Ing. Dr. h.c. Dieter Schramm vom Lehrstuhl für Mechatronik der Universität Duisburg-Essen. Durch die Übernahme der Betreuung hat er für diese Arbeit nicht nur den Rahmen geschaffen, sondern durch sein entgegengebrachtes Vertrauen und durch die Freiheit zur Ausgestaltung der Forschungsschwerpunkte maßgeblich zum Erfolg dieser Arbeit beigetragen. Zudem ermöglichte das von ihm geförderte Vernetzungsangebot der Lehrstuhldoktoranden einen wertvollen wissenschaftlichen Austausch in lockerer Atmosphäre.

Herrn Prof. Dr.-Ing. Markus Till von der Hochschule Ravensburg-Weingarten danke ich für die Übernahme des Koreferates sowie dafür, dass er mich bereits seit meinem Studium mit Rat begleitet hat. Durch seine Sicht auf die Dinge und das entgegengebrachte Interesse an meiner Arbeit konnte er mir wertvolle Tipps geben.

Weiterer Dank gilt der BMW Group. Zu nennen sind hier Dr. Ing. Gianpiero Vena und Andreas Stumm, die das Forschungsprojekt, das zu meiner Promotion geführt hat, initiiert haben. Bernd Binkowski, Heinz Schindler, Peter Schoner und Jürgen Brack möchte ich für das entgegenbrachte Vertrauen und die bereitgestellten Ressourcen danken. Mein weiterer Dank gilt den Kollegen Dominik Meyer, Johannes Kuhn, Peter Bader, Volker Binder und Björn Balsam für die Unterstützung bei den Versuchsaufbauten und Messungen. Anerkennung schenken möchte ich auch den ehemaligen Masteranden Itti Sutanthavibul, Alexander Dellien Roempler sowie den Doktoranden Rilian Shao und Dominic Neumann. Ihre Unterstützung trägt entscheidend zur Vervollständigung der Arbeit bei und ich bin dankbar dafür, dass Rilian und Dominic mit ihrer Forschung daran anknüpfen.

Während der Arbeit bei BMW hat die wissenschaftliche Zusammenarbeit mit den Firmen Siemens Digital Industries Software, fka GmbH, Cosin Scientific Software AG, Applus+ IDIADA, IABG AG sowie Link Engineering erheblich zum Erfolg beigetragen. Felicita Banzhaf von der Kanzlei Banzhaf fertigte die Patentanmeldung des entwickelten Reifenmodells an, wodurch erst eine einheitliche Nomenklatur des Gesamtreifenmodells herausgearbeitet wurde. Bei allen Beteiligten möchte ich mich herzlich bedanken.

Meinen Freunden Dani, Alex und Sebastian sowie meinen Eltern Fredi und Gabi danke ich für das Korrekturlesen, welches in Anbetracht meines Hangs zu ausschweifenden und verschachtelten Satzbauteilen sicherlich einige Nerven kostete.

Michi, Volki, Philipp sowie Sarah und Hias sorgten dafür, dass ich mich in München glücklich und geborgen fühlte. Ich konnte mich stets auf ihre Verbundenheit und die Bereitschaft, mich mit dem ein oder anderen Getränk abzulenken, verlassen.

Ohne die Unterstützung meiner Familie wäre die Fertigstellung dieser Doktorarbeit nicht möglich gewesen. Besonders möchte ich mich bei Isa und Leana bedanken, die mich während des gesamten Prozesses begleitet und unterstützt haben. Isa hat nicht nur das Korrekturlesen übernommen, sondern mich auch stets motiviert und mir die nötige Zeit für die Niederschrift freigeräumt. Leana hat mich in stressigen Phasen zum Lachen gebracht und mir immer wieder ins Gedächtnis gerufen, dass es im Leben mehr als nur die Arbeit gibt. Ohne die liebevolle Unterstützung und Ermutigung der beiden hätte ich diese Arbeit nicht abschließen können.

Kurzfassung

Das Lenksystem prägt maßgeblich die Fahrdynamik, den Komfort und die Fahrsicherheit eines Fahrzeugs. Als eine der teuersten Komponenten weist es zugleich einen entscheidenden Einfluss auf die Herstellungskosten und den wirtschaftlichen Erfolg eines Fahrzeugs auf. Es ist somit von besonders hoher Bedeutung, die Anforderungen an das Lenksystem frühzeitig durch Simulationen zu identifizieren. Der wichtigste Auslegungsparameter der Lenkung ist dabei die maximal an ihr wirkende Zahnstangenkraft, da diese die Wahl des Konzepts und die Dimensionierung der Lenkung maßgeblich bestimmt. Im aktuellen Fahrzeugentwicklungsprozess wird die maximale Zahnstangenkraft simulativ anhand des Manövers „Parkieren im Stand“ prognostiziert und mit Hilfe von Fahrzeugmessungen in der späteren Fahrzeugentwicklungsphase abgesichert. Um eine fehlerhafte Dimensionierung und somit hohe Kosten in der Lenkungsentwicklung zu vermeiden, ist eine möglichst genaue Vorhersage der an der Lenkung wirkenden Zahnstangenkraft entscheidend.

In dieser Arbeit werden Messmethoden sowie das sogenannte SupERRB-Tire Reifenmodell für eine genaue Prognose der maximalen Zahnstangenkraft entwickelt. Dabei erfolgt auch der Aufbau eines Wirkkettenverständnisses, durch welches potenzielle Zielkonflikte in der Lenkungsauslegung frühzeitig identifiziert und mögliche Lösungen ausgearbeitet werden können. Dies trägt maßgeblich zu einer Verlagerung der wichtigen Entwicklungsschritte in die frühe Projektphase bei, wodurch die Effizienz des Fahrzeugauslegungsprozesses gesteigert und das Risiko einer falschen Lenkungsdimensionierung reduziert wird.

Um ein Wirkkettenverständnis zur Entstehung der Zahnstangenkraft aufzubauen, werden zu Beginn der Arbeit Prüfstände und Messprozeduren zur Erfassung der lenkungsauslegungsrelevanten Fahrzeug- und Reifeneigenschaften entwickelt. Anhand dieser erfolgen Messungen auf den drei Ebenen Gesamtfahrzeug, Reifen und Bodendruckverteilung in der Reifenaufstandsfläche. Basierend auf den experimentellen Untersuchungen wird das Wirkkettenverständnis von Reifen-Fahrbahnkontakt bis hin zur Zahnstangenkraft vertieft. Im Fokus der Auswertung steht hierbei der bislang wissenschaftlich wenig beachtete Einfluss des Radsturzes auf die Bodendruckverteilung sowie die hiervon abhängigen Reifenkräfte und -momente.

Um die Prognose der maximalen Zahnstangenkraft zu verbessern, wird ein Modell zur Simulation der Bodendruckverteilung zwischen Reifen und Fahrbahn entwickelt. Dies ermöglicht den Reifen-Fahrbahn-Kontakt in Abhängigkeit von Reifendimension, Radlast, Fülldruck und insbesondere Sturz zu simulieren. Gemeinsam mit einem Karkassen- und Bürstenreibungsmodell von SHAO bildet dieses Bodendruckverteilungsmodell das echtzeitfähige SupERRB-Tire Reifenmodell. Dieses wird validiert und abschließend hinsichtlich seiner Eignung im Grundauslegungsprozess bewertet.

Abstract

The steering system decisively shapes the driving dynamics, comfort and driving safety of a vehicle. As the most expensive vehicle component, it also has a crucial influence on the manufacturing costs and thus the economic success of a vehicle. It is therefore of particular importance to identify the requirements for the steering system at an early stage by means of simulations. The most important design parameter of the steering system is the maximum rack force acting on it, as this determines the choice of concept and the dimensioning of the steering system. In the current vehicle development process, the maximum rack force is predicted simulatively on the basis of the static parking manoeuvre and validated using complete vehicle measurements in the later vehicle development phase. In order to avoid incorrect dimensioning and thus high costs in steering development, the most accurate possible prediction of the maximum rack force acting on the steering rack is vital.

In this paper, a method for an accurate prediction of the maximum steering rack force is developed. Through the necessary development of an understanding of the chain of effects, potential target conflicts in the steering design can be identified at an early stage and possible solutions can be worked out. This contributes significantly to shifting the important development steps to the early project phase, which increases the efficiency of the vehicle design process and reduces the risk of incorrect steering dimensioning.

In order to build up an understanding of the chain of effects on the development of the rack force, test stands and measurement procedures are developed at the beginning of this paper to identify the vehicle and tire characteristics relevant to the steering design. These are used to carry out measurements on the three levels of the entire vehicle, tires and ground pressure distribution in the tire contact patch. Based on the experimental investigations, the understanding of the cause effect chain from the tire-road contact to the rack and pinion force is deepened. The evaluations focus in particular on the high influence of wheel camber on ground pressure distribution and tire forces and torques, which has been given relatively little attention in the past.

In order to improve the prediction of the maximum rack force, a model is being developed to simulate the ground pressure distribution between tire and road. This is capable of modelling the tire-road contact as a function of tire dimension, wheel load, inflation pressure and, in particular, camber. Along with a carcass and brush friction model from SHAO, this ground pressure distribution model forms the real-time capable SupERRB-Tire model. This model is eventually validated within the scope of this thesis and evaluated with regard to its suitability in the basic steering system design process.

Inhaltsverzeichnis

Kurzfassung	v
Abstract	vii
Abkürzungsverzeichnis	xiii
Symbolverzeichnis	xv
1 Motivation und Aufbau der Arbeit	1
1.1 Motivation	1
1.2 Zielsetzung	3
1.3 Aufbau der Arbeit	4
2 Grundlagen der Lenkungsauslegung	7
2.1 Koordinatensysteme	7
2.2 Achskinematik	9
2.3 Reifen	10
2.3.1 Aufbau	11
2.3.2 Reibung	12
2.3.3 Bodendruckverteilung in der Reifenaufstandsfläche	16
2.3.4 Reifenverhalten beim Parkieren im Stand	21
2.3.5 Objektive Reifenentwicklung	26
2.4 Lenkung	29
2.4.1 Funktion	29
2.4.2 Lenkinematik	29
2.4.3 Elektromechanische Hilfskraftlenkung	31
2.4.4 Anforderungen	35
2.5 Parkieren im Stand	37
2.5.1 Manöver und charakteristische Eigenschaften	37
2.5.2 Einflüsse und Wechselwirkungen	37
2.5.3 Einordnung in den Lenkungsauslegungsprozess	40
2.5.4 Simulation in der Grundauflegung der BMW-Group	42
2.5.5 Messung	45

2.6	Reifenmodelle	46
2.6.1	Standard Tyre Interface	47
2.6.2	Einteilung der Reifenmodelle	47
2.6.3	FTire	49
2.6.4	MF-SWIFT	51
2.7	Modellierung der Bodendruckverteilung in der Reifenaufstandsfläche	52
2.7.1	Kontaktflächenumriss	52
2.7.2	Druckverteilung innerhalb der Kontaktflächen	55
2.8	Modellierung der Reibung	58
2.8.1	Coulomb'sches Reibungsmodell	58
2.8.2	Stribeck-Reibungsmodell	59
2.8.3	Dahl-Reibungsmodell	60
2.8.4	LuGre-Bürstenreibungmodell	61
2.9	Reifenprüfstände	62
2.9.1	Messung der Reifenkräfte und -momente	63
2.9.2	Messung der Bodendruckverteilung	65
3	Evaluation	69
3.1	Gesamtfahrzeugmessungen - Standparkieren	69
3.1.1	Methode	70
3.1.2	Postprocessing	71
3.1.3	Identifikation relevanter Einflussgrößen	73
3.1.4	Sensitivitätsanalyse der Messgrößen	76
3.2	Reifenkräfte und -momente	84
3.2.1	Reifenprüfstand für parkierspezifische Reifenmessungen	84
3.2.2	Messbedingungen	86
3.2.3	Bohrmoment	88
3.2.4	Längs- und Querkraft	92
3.3	Bodendruckverteilung in der Reifenaufstandsfläche	96
3.3.1	Aufbau der Messungen	96
3.3.2	Messplan	99
3.3.3	Postprocessing	102
3.3.4	Sensitivitätsanalyse der Messgrößen	109
3.4	Wirkkette	120
4	SupERRB-Tire Reifenmodell	123
4.1	Anforderungen	123
4.2	Architektur	124
4.2.1	Komponenten	124
4.2.2	Berechnungsablauf	125
4.2.3	Parameter	126
4.3	Reifenaufstandsfläche	128
4.3.1	Wahl des Modellierungsansatzes	128
4.3.2	Modellbildung	128
4.3.3	Parameteridentifikation	131

4.4	Druckverteilung innerhalb der Reifenaufstandsfläche	134
4.4.1	Wahl des Modellierungsansatzes	134
4.4.2	Modellierung der Bodendruckverteilung	136
4.4.3	Parameteridentifikation der Bodendruckverteilung	140
4.5	Regressionsmodelle	142
4.6	Karkassenmodell	145
4.7	Bürsten-Reibungsmodell	146
5	Validierung und Bewertung der Reifenmodelle	151
5.1	Validierung	151
5.1.1	Gesamtfahrzeugsimulation der Zahnstangenkraft	151
5.1.2	Bodendruckverteilung in der Reifenaufstandsfläche	156
5.2	Eignung für den Lenkungsauslegungsprozess	159
5.2.1	FTire	159
5.2.2	SupERRB-Tire	160
6	Zusammenfassung und weiterführende Aspekte	161
6.1	Zusammenfassung	161
6.2	Wissenschaftlicher Beitrag der Arbeit	163
6.3	Zukünftige Arbeiten	165
	Abbildungsverzeichnis	167
	Tabellenverzeichnis	173
	Literaturverzeichnis	175
A	Messplan der Reifenmessung	189
B	Messplan der Bodendruckverteilung	193
C	Parameter des Bürsten-Reibungsmodells	201

Abkürzungsverzeichnis

Bezeichnung	Beschreibung
ABS	Antiblockiersystem
EPS	Elektronische Hilfskraftunterstützung, engl. „Electric Power Steering“
EPS _{apa}	APA-EPS
EPS _c	Column-EPS
EPS _{dp}	Dual-Pinion-EPS
EPS _p	Pinion-EPS
EPS _{rc}	Rack-Concentric-EPS
ETRTO	European Tyre and Rim Technical Organisation
FEM	Finite-Elemente-Methode
FTC	Funktionale Reifeneigenschaften, engl. „Functional Tyre Characteristics“
FTIR	Physikalisches Phänomen der frustrierten Totalreflexion, engl. „frustrated total internal reflection“
HiL	engl. „Hardware-in-the-Loop“
IKA	Institut für Kraftfahrzeuge Aachen
KOS	Koordinatensystem
LHD	Latin Hypercube Design
MF-Swift	engl. „Magic Formula Short Wavelength Intermediate Frequency Tyre“
SOP	Produktionsbeginn eines Fahrzeugs, engl. „start of production“
STI	Standard-Reifenschnittstelle, engl. „Standard Tire Interface“
TYDEX	Name eines Formats für Reifenkoordinatensysteme, engl. „Tire Data Exchange Format“

Symbolverzeichnis

Bezeichnung	Beschreibung
A	Reifenaufstandsfläche
A_M	Durchstoßpunkt der Radmittelebene mit der Fahrbahn
α	Schräglaufwinkel
$\dot{\alpha}$	Schräglaufwinkelgeschwindigkeit des Reifens
a_M	Kreisbahn des Radmittelpunktes
B	Gürtel-Koordinatensystem, engl. „Belt“
b_A	Breite der Reifenaufstandsfläche
C	TYDEX-C Koordinatensystem
D	Durchstoßpunkt der Spreizachse durch die Fahrbahnebene
d	Spreizachse
D_M	Drehpunkt
δ	Radlenkwinkel
$d\delta$	Raddrehung
dx_{ZST}	Zahnstangenverschiebung
E	Inertial-Koordinatensystem, engl. „Environment“
F_{μ_a}	Kraft durch Adhäsionsreibung
F_{μ_h}	Kraft durch Hysteresereibung
F_{μ_k}	Kraft durch Kohäsionsreibung
F_{μ_v}	Kraft durch viskose Reibung
F_N	Normalkraft
F_μ	Reibungskraft
F_{μ_G}	Gleitreibung
F_{μ_H}	Haftreibung
f_{rel}	relative Abweichung
F_{SST}	Summenspurstangenkraft
F_x	Reifenlängskraft
\hat{F}_x	Maximale Reifenlängskraft
F_y	Reifenquerkraft
\hat{F}_y	Maximale Reifenquerkraft
F_z	Radlast
F_{ZST}	Zahnstangenkraft
F_{ZSTF_x}	Anteil der Reifenlängskraft an der Zahnstangenkraft

Bezeichnung	Beschreibung
$F_{ZST_{F_y}}$	Anteil der Reifenquerkraft an der Zahnstangenkraft
$F_{ZST_{F_z}}$	Anteil der Gewichtsrückstellung an der Zahnstangenkraft
\hat{F}_{ZST}	maximale Zahnstangenkraft
\tilde{F}_{ZST}	normierte maximale Zahnstangenkraft
$F_{ZST_{\mu}}$	Anteil der Achsreibung an der Zahnstangenkraft
$F_{ZST_{M_z}}$	Anteil des Reifenbohrmoments an der Zahnstangenkraft
\bar{F}_{ZST}	normierte Zahnstangenkraft
$\tilde{\bar{F}}_{ZST_{F_z}}$	Normierter Anteil des Gewichtsrückstellmoments an der maximalen Zahnstangenkraft.
$\tilde{\bar{F}}_{ZST_R}$	Normierter Anteil der Reifenkräfte an der maximalen Zahnstangenkraft
G	Boden-Referenz-Koordinatensystem, engl. „Ground“
γ	Radsturz
$\hat{\gamma}$	Maximaler Radsturz
h	Lenkhebelarm
i_{LZ}	Lenkgestängeübersetzung für das kurveninnere (Index i) oder kurvenäußere (Index a) Rad
ka	Kurvenäußere Seite
ki	Kurveninnere Seite
l_A	Länge der Reifenaufstandsfläche
l_{F_z}	Radlasthebelarm
LR	Latsch-Referenz-Koordinatensystem
M	Radmitte
M_L	Moment um die Lenkachse
\bar{M}_L	Normiertes Moment um die Lenkachse
M_{μ}	Reibungsmoment
M_{F_z}	Gewichtsrückstellmoment
M_R	Reifenrückstellmoment
μ	Reibungskoeffizient
μ_a	Reibungskoeffizient der Adhäsionsreibung
μ_G	Gleitreibungskoeffizient
μ_h	Reibungskoeffizient der Hysteresereibung
μ_H	Haftreibungskoeffizient
μ_k	Reibungskoeffizient der Kohäsionsreibung
μ_v	Reibungskoeffizient der viskosen Reibung
M_x	Moment um die Reifenlängsachse
M_y	Moment um die Reifenquerachse
M_z	Reifenbohrmoment
\hat{M}_z	maximales Bohrmoment
n	Nachlaufstrecke
ω	Raddrehwinkel
p_A	Bodendruck bzw. Druck innerhalb der Reifenaufstandsfläche
\hat{p}_A	maximaler Bodendruck bzw. maximaler Druck innerhalb der Reifenaufstandsfläche
δ_L	Lenkradwinkel

Bezeichnung	Beschreibung
$\dot{\varphi}_L$	Lenkradwinkelgeschwindigkeit
p_i	Reifenfülldruck, Reifeninnendruck
P_M	Pol der Radmitte
Q	statischer Radaufstandspunkt
R	Felgen-Koordinatensystem, engl. „Rim“
d_{PQ}	Pneumatischer Aufstandspunktversatz: Abstand zwischen geometrischem und statischem Aufstandspunkt.
r_μ	effektiver Reibradius
ϱ_R	Auslastungsgrad eines Reifens nach ETRTO-Norm.
r_s	Lenkrollradius
r_σ	Spreizungsversatz
n_τ	Nachlaufversatz
S	Sensor-Koordinatensystem
SE	Superellipsen-Koordinatensystem, engl. „Environment“
σ	Spreizungswinkel
σ_{rel}	relative Standardabweichung
t	Zeit
τ	Nachlaufwinkel
V	Fahrzeug-Koordinatensystem
W	TYDEX-W Koordinatensystem
x	Weg, Weg in Reifenlängsrichtung
\dot{x}	Geschwindigkeit
x_{ZST}	Zahnstangenhub
\hat{x}_{ZST}	Maximaler Zahnstangenhub und Endanschlag der Lenkung.
\bar{x}_{ZST}	normierter Zahnstangenhub
y	Weg in Reifenquerrichtung

Motivation und Aufbau der Arbeit

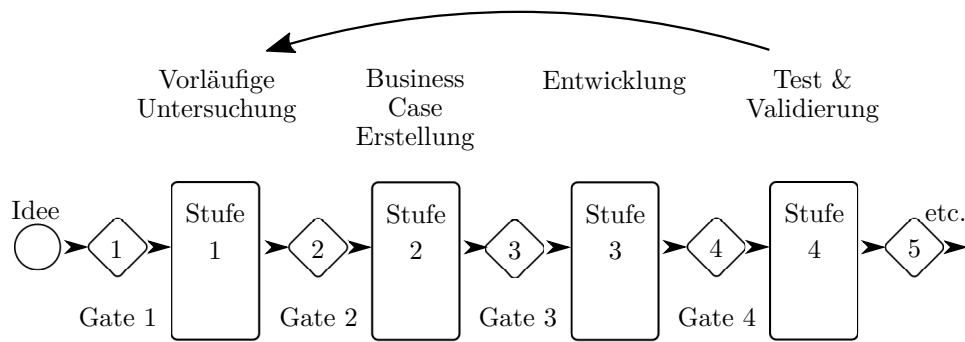
In diesem einleitenden Kapitel wird auf die Motivation für diese Arbeit sowie die Problemstellung eingegangen, ehe die Erläuterung der Ziele und die Beschreibung des Aufbaus erfolgt.

1.1 Motivation

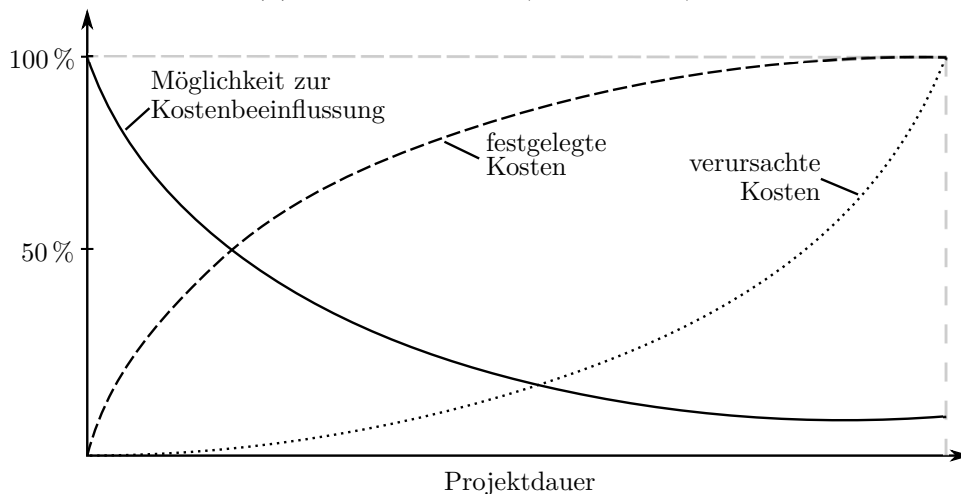
Bedingt durch die immer kürzeren verfügbaren Entwicklungszeiten von Kraftfahrzeugen und den immensen Kostendruck (Wyman, 2018; Bratzel, 2019) ist das Prinzip des Frontloadings ein zentraler Bestandteil des Fahrzeugentwicklungsprozesses. Damit wird das in Abbildung 1.1a dargestellte zeitliche Vorziehen von Entwicklungsaufgaben in die frühen Phasen der Produktentstehung bezeichnet (Ehret et al., 1998). In dieser Phase sind Änderungskosten deutlich geringer¹, wie in Abbildung 1.1b veranschaulicht ist (Leistner, 2019). Ein essentieller Teil des Frontloadings ist der Einsatz von Simulationen, wobei Modelle die Fahrzeug- und Komponenteneigenschaften prognostizieren. Mit der Simulation ist es möglich, bereits frühzeitig und ohne Einsatz von Hardware Anforderungen hinsichtlich einer technischen Umsetzbarkeit zu überprüfen und anschließend festzulegen (Leistner, 2019). Zudem sind diese virtuellen Untersuchungen deutlich kostengünstiger als Versuche mit Realbauteilen, welche zudem oft erst in der späten Phase der Fahrzeugentwicklung zur Verfügung stehen.

Die Bedeutung des Frontloadings und der damit einhergehenden Simulation ist insbesondere bei der Entwicklung des Lenksystems gravierend. So prägt das Lenksystem maßgeblich die Fahrdynamik, den Komfort und die Fahrsicherheit eines Fahrzeugs. Als eine der teuersten Fahrwerkskomponenten weist es zugleich einen entscheidenden Einfluss auf die Herstellungskosten und somit den wirtschaftlichen Erfolg eines Fahrzeugs auf. Es ist deshalb von besonders hoher Bedeutung, die Anforderungen an das Lenksystem frühzeitig durch Simulationen zu identifizieren. Der wichtigste Auslegungsparameter der Lenkung ist dabei die maximal an ihr wirkende Zahnstangenkraft, da

¹Es wird das vorteilhafte Verhältnis zwischen Kostenverursachung und den entstandenen Kosten in der frühen Phase genutzt (Herrmann, 2010; Ehrlenspiel et al., 2007). Dadurch können viele Produktvariationen untersucht werden, ohne dabei große Entwicklungskosten bei langer Entwicklungsdauer zu benötigen (Leistner, 2019).



(a) Frontloading nach (Cooper, 1994).



(b) Potenzial nach (Leistner, 2019; Ehrlenspiel et al., 2007; Böttrich, 2015).

Abbildung 1.1: Frontloading und Potenzial.

diese maßgeblich die Wahl des Konzepts und die Dimensionierung der Lenkung bestimmt (vgl. Abbildung 2.23).

Die maximale Zahnstangenkraft wird bei dem Manöver „Parkieren im Stand“ ermittelt. Hierbei wird bei stehendem Fahrzeug und blockierten Reifen in die linken und rechten Endansschläge der Lenkung gelenkt. Aufgrund der charakteristischen Eigenschaften dieses Manövers wirken dabei die höchsten Zahnstangenkräfte an einer Lenkung (vgl. Abschnitt 2.5). Entscheidend dafür ist das hohe Rückstellmoment des Reifens, welches maßgeblich vom Reifenbohrmoment bestimmt wird. Das Bohrmoment ist das Reibmoment, das durch die Rotation des Reifens um seine vertikale z-Achse entsteht. Beim Parkieren im Stand ist dieses aufgrund der hohen Radlenkwinkel und dem nicht abrollendem Reifen besonders hoch.

Im aktuellen Fahrzeugentwicklungsprozess wird die maximale Zahnstangenkraft simulativ prognostiziert (Konzeptphase) und mit Hilfe von Gesamtfahrzeugmessungen in der späteren Fahrzeugentwicklungsphase (Absicherungsphase) mit Messungen abgesichert. In beiden Phasen liegen deutliche Entwicklungspotenziale vor, durch welche das Frontloading gestärkt werden kann.

Aktuelle Fahrzeugmessungen beim Parkieren im Stand zeigen eine relativ geringe Reproduzierbarkeit der erfassten maximalen Zahnstangenkraft (vgl. Abschnitt 2.5.5). Die hohe Streuung

der Messdaten von ca. 10 % erschwert neben der Absicherung und Simulationsvalidierung den Aufbau des Wirkkettenverständnisses zur Entstehung der Zahnstangenkraft. Dieses Verständnis über den Einfluss der Achskinematik, des Reifens und der Radlast auf die beim Parkieren im Stand wirkende Zahnstangenkraft ist jedoch essentiell. Basierend auf einem tiefgreifendem Wirkkettenverständnis könnten konkrete Maßnahmen zur Lösung des in Abschnitt 2.4.4 beschriebenen Zielkonflikts zwischen Fahrdynamikeigenschaften und Kosten des Lenksystems erarbeitet werden.

Aufgrund seines hohen Einflusses auf die wirkende Zahnstangenkraft steht der Reifen besonders im Fokus. Sein Verhalten bei hohen Sturzwinkeln, welche beim Parkieren im Stand erreicht werden, ist unzureichend bekannt. Grund hierfür ist, dass das Hauptaugenmerk von Reifenmessungen meist im fahrdynamischen Bereich bei höheren Geschwindigkeiten liegt. Es mangelt zudem an Reifenprüfständen, welche das Reifenverhalten bei blockiertem Rad, hohen Radlenkwinkeln und hohem Sturz messen können.

Die Qualität des Reifenmodells trägt den entscheidenden Anteil an der Simulationsgüte der maximalen Zahnstangenkraft. Das aktuell im Kontext der Fahrzeugentwicklung² geeignetste Reifenmodell für diese Simulation ist das semiphysikalische FTire Reifenmodell (vgl. Abschnitt 2.6.3). Doch selbst mit diesem komplexen Modell weisen die ermittelten Zahnstangenkräfte teilweise erhebliche Abweichungen zu den Messungen in der Absicherungsphase auf (vgl. Abschnitt 2.5.4.3). Grund dafür ist maßgeblich die hohe Komplexität des Manövers sowie die allgemein geringe Eignung kommerziell verfügbarer Reifenmodelle für diesen Anwendungsfall³.

Des Weiteren sind verfügbare Reifenmodelle lediglich mit Messungen parametrierbar. In der frühen Fahrzeugentwicklungsphase stehen jedoch nur die Ziele des zu entwickelnden Reifens zur Verfügung. Das Reifenmodell bildet somit nicht die Eigenschaften des Entwicklungsreifens, sondern jene eines vergleichbaren Reifens ab.

Der Mangel an genauen Reifenmodellen, welche auch mit funktionalen Reifeneigenschaften in der frühen Phase parametrierbar werden können, trägt einen entscheidenden Anteil an der ineffizienten und unzureichend genauen Simulation der Zahnstangenkraft bei. Hauptmotivation dieser Arbeit ist es, diese Forschungslücke zu schließen und ein für den Lenkungsauslegungsprozess geeignetes Reifenmodell zu entwickeln. Basierend auf den in diesem Abschnitt aufgezeigten Defiziten werden im Folgenden die Ziele dieser Arbeit erläutert.

1.2 Zielsetzung

Im Rahmen dieser Arbeit soll der Lenkungsauslegungsprozess durch eine präzisere Simulation und der daraus resultierenden Möglichkeit eines zusätzlichen Frontloadings optimiert werden. Hierbei wird insbesondere ein Reifenmodell entwickelt, welches einen effizienteren und genaueren Prognoseprozess der maximal an der Lenkung wirkenden Zahnstangenkraft ermöglicht. Dabei soll auch der Wirkzusammenhang der an der Entstehung der Zahnstangenkraft beteiligten Kompo-

²In der Fahrzeugentwicklung werden üblicherweise keine hochgenauen, physikalischen FE-Reifenmodelle verwendet. Grund hierfür ist, dass diese Modelle vorwiegend in geringer Stückzahl und in nicht standardisierten Formaten lediglich den Reifenherstellern vorliegen.

³Reifenmodelle sind vorwiegend für sich abrollende Räder bei höheren Geschwindigkeiten sowie geringen Sturz- und Radlenkwinkeln geschaffen. Beim Parkieren im Stand sind die Räder jedoch blockiert und sowohl der Radsturz, als auch der Radlenkwinkel fallen besonders hoch aus.

menteneigenschaften⁴ identifiziert werden, um in der frühen Fahrzeugentwicklungsphase konkrete Maßnahmen zur Reduktion dieser Kraft darlegen zu können. Aus diesen Anforderungen lassen sich folgende Teilziele ableiten:

- Es soll eine Methode entwickelt werden, mit welcher die Standparkiermessungen eine höhere Reproduzierbarkeit aufweisen. Die mit dieser neuen Methode erfassten Messdaten dienen dann einer genaueren Absicherung der maximal wirkenden Zahnstangenkraft und gelten als Referenz für die Validierung der Simulation.
- Ein weiteres Ziel ist der Aufbau eines tiefgreifenden Wirkkettenverständnisses zur Zusammensetzung der Zahnstangenkraft. Die Anforderungsspezifikation der lenkungsauslegungsrelevanten Komponenten Reifen, Fahrzeugmasse sowie Achs- und Lenkinematik kann somit ebenfalls vorgezogen werden. Hierfür sollen zusätzlich zur Zahnstangenkraft auch Daten der lenkungsauslegungsrelevanten Komponenten erfasst und ausgewertet werden. Dies umfasst beispielsweise die Messung der Reifenkräfte und -momente sowie der achsabhängigen Gewichtsrückstellung beim Parkieren im Stand.
- Der Reifen spielt bei der Lenkungsauslegung eine entscheidende Rolle, da dessen Eigenschaften entscheidend die Zahnstangenkraft bestimmen. Vor diesem Hintergrund wird das Reifenverhalten bei parkierspezifischen Randbedingungen, deren charakteristische Eigenschaft der besonders hohe Sturz und Radlenkwinkel bei blockiertem Rad ist, tiefgreifend analysiert. In diesem Rahmen soll ein Reifenprüfstand entwickelt werden, mit welchem das Reifenverhalten bei parkierspezifischen Randbedingungen erfasst wird.
- Die Bodendruckverteilung in der Reifenaufstandsfläche ist maßgeblich für die Ausprägung der Reifenkräfte und -momente verantwortlich. Deshalb wird eine Methode zur effizienten Messung und Auswertung der Bodendruckverteilung ausgearbeitet. Neben der Evaluation der Messdaten steht dabei auch der Einfluss auf die Reifenkräfte und -momente im Rahmen des Wirkkettenverständnisaufbaus im Fokus.
- Mit der vorliegenden Arbeit soll die simulationsbasierte Prognose der maximalen Zahnstangenkraft verbessert werden. Hierfür wird ein Bodendruckverteilungsmodell für geringe bis hohe Sturzwerte entwickelt. Dieses bildet mit einem Reibungs- und Gürtelmodell von SHAO (Shao et al., 2021) ein Reifenmodell, welches sich für die Simulation der maximalen Zahnstangenkraft eignet. Es soll zudem mit funktionalen Ziel-Reifeneigenschaften parametrierbar sein, um bereits in der frühen Phase – ohne Reifenmessungen – die Zahnstangenkraft möglichst genau prognostizieren zu können.

Die genannten Ziele der vorliegenden Arbeit ermöglichen eine Verlagerung der wichtigen Entwicklungsschritte in die frühe Projektphase. Die Effizienz des Fahrzeugauslegungsprozesses wird gesteigert und das Risiko einer falschen Lenkungsdimensionierung reduziert.

1.3 Aufbau der Arbeit

In Kapitel 2 werden die Grundlagen der Lenkungsauslegung und der dafür relevanten Komponenten, Mechanismen und Methoden vermittelt. Das Kapitel beginnt mit einer Erläuterung der

⁴Der Reifen, die Achs- und Lenkinematik sowie das Fahrzeuggewicht beeinflussen dabei maßgeblich die Zahnstangenkraft.

relevanten Koordinatensysteme und der für die Lenkungsauslegung bedeutendsten Kenngrößen und Komponenten. Basierend auf den Grundlagen der Komponenten folgt eine Beschreibung des Manövers „Parkieren im Stand“. Im Anschluss werden die für die Simulation relevanten Grundlagen der Modellbildung vermittelt. Dabei wird zuerst ein Überblick über die gängigsten Vertreter der Reifenmodelle und deren Parametrierung gewährt. Danach erfolgt eine Erläuterung der Ansätze zur Modellierung der Bodendruckverteilung in der Reifenaufstandsfläche und der Reibung. Das Kapitel schließt mit einer Zusammenfassung der Reifenprüfstände, welche zur Modellparametrierung und Messung des Reifenverhaltens dienen, ab.

Die Untersuchungen in Kapitel 3 „Evaluation“ dienen dem Ziel, ein umfangreiches Wirkkettenverständnis über die beim Parkieren wirkende Zahnstangenkraft aufzubauen. Die hierfür erzeugten Messungen werden als Referenz zur Entwicklung und Validierung des simulationsbasierten Lenkungsauslegungsprozesses gelten. Um ein möglichst tiefgreifendes Wirkkettenverständnis aufzubauen, erfolgen die Messungen auf drei Ebenen: Auf Gesamtfahrzeugebene wird in Abschnitt 3.1 die Messprozedur optimiert und im Anschluss die Zusammensetzung der Zahnstangenkraft ermittelt. Auf Komponentenebene werden in Abschnitt 3.2 nach der Entwicklung eines geeigneten Prüfstands die Reifenkräfte und -momente bei parkierspezifischen Randbedingungen evaluiert. Die dritte Ebene stellt die Messungen der Bodendruckverteilung in der Reifenaufstandsfläche dar, welche in Abschnitt 3.3 beschrieben sind. Das Kapitel endet mit Abschnitt 3.4, in welchem eine Übersicht über die identifizierte Wirkkette gewährt wird.

In Kapitel 4 wird der Aufbau des für das Parkieren im Stand entwickelten SupERRB-Tire⁵ Reifenmodells erläutert. Die aus dem Lenkungsauslegungsprozess resultierenden Modellanforderungen sind zu Beginn in Abschnitt 4.1 dargelegt. Das Reifenmodell besteht aus drei Komponenten, deren Zusammenwirken und Modellparameter in Abschnitt 4.2 beschrieben werden. Die erste Komponente ist das im Rahmen dieser Arbeit entwickelte Bodendruckverteilungsmodell, welches in den Abschnitten 4.3 bis 4.5 erläutert wird. Die zweite und dritte Komponente sind das von SHAO entwickelte Karkassenmodell und das Bürsten-Reibungsmodell. Diese werden in Abschnitt 4.6 und 4.7 erläutert, um einen Überblick über die gesamthafte Reifenmodellarchitektur zu gewähren.

In Kapitel 5 folgt eine Validierung und Bewertung des entwickelten SupERRB-Tire Reifenmodells und des kommerziell verfügbaren FTire Reifenmodells. In Abschnitt 5.1 ist die Validierung anhand der in Kapitel 3 durchgeführten Referenzmessungen beschrieben. Der Fokus liegt dabei auf der Validierung der simulierten Zahnstangenkraft, da diese der entscheidende Design-Parameter für die Lenkungsauslegung ist. In Abschnitt 5.2 folgt eine Bewertung der Reifenmodelle im Hinblick auf den Nutzen in der Lenkungsauslegung. Neben der Modellgenauigkeit sind dabei die Parametrierbarkeit in der frühen Fahrzeugentwicklungsphase sowie der hierfür nötige Aufwand die wesentlichen Kriterien.

Mit Kapitel 6 wird die Arbeit durch eine Zusammenfassung und einen Ausblick abgeschlossen.

⁵Das Modell wurde nach der charakteristischen Architektur des Reifenmodells benannt. SupERRB steht dabei für die englischen Begriffe **S**uper-**E**llipse **R**igid **R**ing **B**rush.

Grundlagen der Lenkungsauslegung

In diesem Kapitel werden die Grundlagen, auf welchen diese Arbeit aufbaut, beschrieben. Hierzu zählen die relevanten Koordinatensysteme (Abschnitt 2.1) und die am Lenkungsauslegungsprozess beteiligten Komponenten Achse, Reifen und Lenkung (Abschnitt 2.2 bis 2.4). Dabei werden insbesondere beim Reifen auch die jeweiligen, für die Lenkungsauslegung relevanten, Reibungsmechanismen erklärt. Basierend auf den Grundlagen der Komponenten folgt in Abschnitt 2.5 eine Beschreibung des Manövers „Parkieren im Stand“. Dazu zählen unter anderem die Einordnung in den Lenkungsauslegungsprozess, die charakteristischen Eigenschaften, die Wechselwirkungen sowie die Messung und Simulation des Manövers. In den Abschnitten 2.6 bis 2.8 werden die für die Simulation relevanten Grundlagen der Modellbildung vermittelt. Dabei wird zuerst ein Überblick über die gängigsten Vertreter der Reifenmodelle und deren Parametrierung gewährt. Im Anschluss erfolgt eine Erläuterung der Ansätze zur Modellierung der Bodendruckverteilung in der Reifenaufstandsfläche und der Reibung. Abschnitt 2.9 schließt das Kapitel mit einer Zusammenfassung der Reifenprüfstände, welche zur Modellparametrierung und Messung des Reifenverhaltens dienen, ab.

2.1 Koordinatensysteme

Die ISO-Norm 8855 „Straßenfahrzeuge - Fahrzeugdynamik und Fahrverhalten - Begriffe“ (Deutsches Institut für Normung e.V., 2013) definiert die Koordinatensysteme und fahrdynamisch bedeutende Größen (Isermann, 2006). Die im Rahmen der vorliegenden Arbeit relevanten Koordinatensysteme, kurz „KOS“, werden im Folgenden vorgestellt. Abbildung 2.1 stellt das Fahrzeug-Koordinatensystem und das ortsfeste Inertial-Koordinatensystem dar.

Das Fahrzeug-Koordinatensystem⁶ ist an das Fahrzeug gebunden. Die x_V -Achse zeigt in Fahrzeuglängsrichtung nach vorn, die y_V -Achse in Fahrzeugquerrichtung nach links und die z_V -Achse nach oben (Heißing, 2008). Der Ursprung des rechtshändigen Koordinatensystems befindet sich im Fahrzeugreferenzpunkt, welcher an die gefederte Masse des Fahrzeugs gebunden ist. Je nach

⁶Der Index „V“ steht hierbei für das englische Wort „Vehicle“ (Schramm et al., 2020).

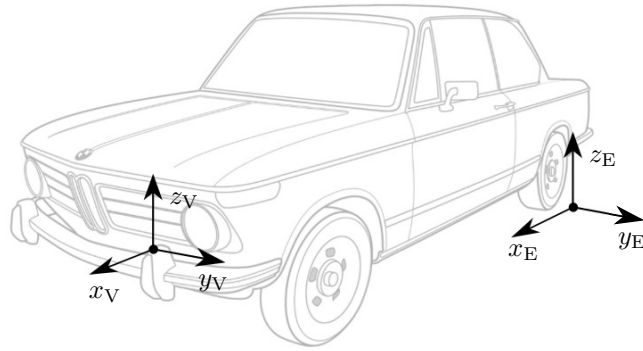


Abbildung 2.1: Fahrzeugfestes und ortsfestes Koordinatensystem nach ISO 8855 (Deutsches Institut für Normung e.V., 2013).

Anforderungen an die Analyse kann der Referenzpunkt hierbei an verschiedenen Positionen festgelegt werden. Zu den häufig verwendeten Stellen zählen der Gesamtschwerpunkt des Fahrzeugs, der Schwerpunkt der gefederten Massen, der Punkt in der Mitte des Radstands auf der Höhe des Gesamtschwerpunkts oder der Mittelpunkt der Vorderachse (Deutsches Institut für Normung e.V., 2013). Das Koordinatensystem mit einem Ursprung im Mittelpunkt der Vorderachse ist gegenüber den schwerpunktabhängigen Koordinatensystemen von Vorteil, da in der frühen Phase der Fahrzeugentwicklung Informationen zur Lage des Schwerpunktes meist nicht vorliegen. Aus diesem Grund wird in der Fahrdynamiksimulation der Ursprung des fahrzeugfesten Koordinatensystems häufig im Mittelpunkt der Vorderachse gewählt (Schramm et al., 2020).

Das Inertial-Koordinatensystem⁷ mit den Achsen x_E , y_E und z_E ist fahrbahnfest und somit an einen Ort gebunden. Relativ zu ihm kann die Bewegung des Fahrzeugs oder Reifens im Raum beschrieben werden. Die x_E - und die y_E -Achse dieses Rechtssystems liegen in der Fahrbahnebene, wobei die z_E -Achse aus der Fahrbahn heraus nach oben zeigt (Isermann, 2006).

Die Reifenkoordinatensysteme wurden von der TYDEX⁸-Arbeitsgruppe mit dem Ziel festgelegt, einheitliche Standards für den Austausch von Reifenmessdaten zu etablieren (Unrau et al., 1997). Im Folgenden werden die beiden bedeutendsten TYDEX-Reifenkoordinatensysteme erläutert.

Das C -Achsensystem, dessen Ursprung in der Radmitte liegt, ist in Abbildung 2.2a dargestellt. Die x_C -Achse ist in der Mittelebene des Rades und parallel zum Boden. Die y_C -Achse dreht sich mit dem Sturzwinkel γ und ist identisch mit der Drehachse des Rades. Die z_C -Achse zeigt nach oben und dreht sich ebenfalls mit dem Sturzwinkel γ .

Das W -Achsensystem ist in Abbildung 2.2b dargestellt. Die x_W -Achse liegt auf dem Schnittpunkt der Mittelebene des Rades mit der Fahrbahnoberfläche und die y_W -Achse ist durch die Projektion der Spreizachse auf den Boden bestimmt. Die z_W -Achse steht senkrecht zur Fahrbahn und zeigt nach oben. Im Gegensatz zur ISO-Norm 8855, in welcher die Fahrbahn als Ebene festgelegt ist, kann diese nach TYDEX-Standard auch gekrümmt sein (Unrau et al., 1997).

⁷Der Index „E“ steht hierbei für das englische Wort „Environment“ (Schramm et al., 2020).

⁸Der Begriff TYDEX setzt sich aus der englischsprachigen Bezeichnung „Tyre Data EXchange Format“ zusammen (Unrau et al., 1997).

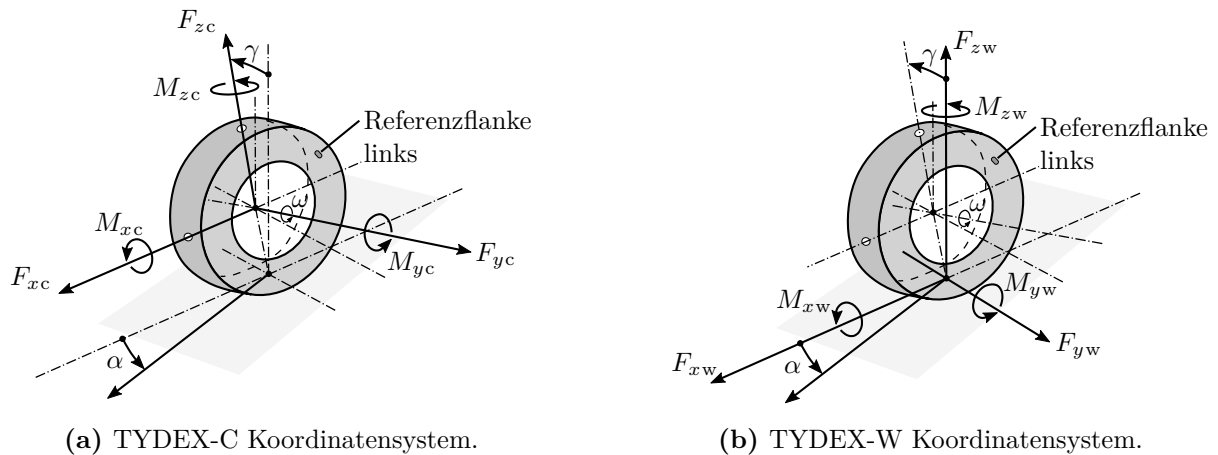


Abbildung 2.2: TYDEX-C und TYDEX-W Koordinatensystem nach (Unrau et al., 1997).

2.2 Achskinematik

Die Achse ist für die Radführung verantwortlich. Der von der Lenkung gesteuerte Radträger dreht sich hierbei um die Lenkachse, die sogenannte Spreizachse d (vgl. Abbildung 2.3). Die Spreizachse ist hier die imaginäre Verbindungslinie der beiden Kugelgelenke zwischen den Achslenkern und dem Radträger. Sie ist im Allgemeinen gegenüber der z_v -Achse geneigt angeordnet – und zwar im Fahrzeugquerschnitt um den Spreizungswinkel σ und in der Fahrzeugseitenansicht um den Nachlaufwinkel τ . Diese beiden Winkel sind im Wesentlichen für die Änderung des Radsturzes γ über den Lenkwinkel δ verantwortlich. Der Punkt D beschreibt den Durchstoßpunkt der Spreizachse durch die Fahrbahnebene. Der Abstand von der Radmittelebene (Punkt A_M) zum Punkt D in der Vorderansicht wird als Lenkrollradius r_s bezeichnet. Die Nachlaufstrecke n wiederum beschreibt den Abstand zwischen A_M und D in der Seitenansicht des Rads. Die entsprechenden Strecken, bezogen auf die Radmitte M , sind der Spreizungsversatz r_σ und der Nachlaufversatz n_τ (Matschinsky, 2007).

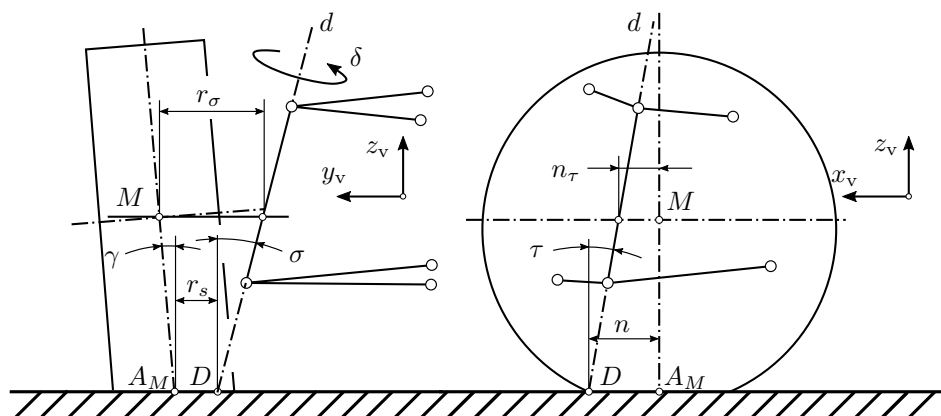


Abbildung 2.3: Definition der Lenkungsgrößen bei „fester“ Spreizachse (Matschinsky, 2007).

In Abbildung 2.4 ist die Bahn a_M beschrieben, die der Reifenmittelpunkt beim Lenkvorgang mit dem Radlenkwinkel δ zurücklegt. Die Spreizachse d und somit der Drehpunkt D_M sind dabei

(Abschnitt 2.3.3). Die beim Parkieren am Reifen wirkenden Kräfte werden in Abschnitt 2.3.4 beschrieben. Das Kapitel schließt mit der Erläuterung des objektiven Reifenentwicklungsprozesses in Abschnitt 2.3.5. In diesem werden auch die funktionalen Reifeneigenschaften erläutert, welche als Grundlage für die Zahnstangenkraftprognose dienen.

2.3.1 Aufbau

Ein Reifen besteht im Allgemeinen aus mehreren Gummikomponenten und ist für die Erhöhung der Strukturfestigkeit durch ein Gewebe aus Textilfäden, Stahldraht oder Synthetikfasern verstärkt (Matschinsky, 2007). Es wird grundsätzlich zwischen Radial- und Diagonalreifen differenziert, wobei der wesentliche Unterschied der beiden Konstruktionsarten in den Winkeln der Cordfäden im Reifengewebe besteht (Strigel, 2023). Radialreifen zeichnen sich hierbei durch eine geringere Walkarbeit und ein besseres Verschleißverhalten aus, weshalb sie sich als Standard für Pkw- und Lkw-Reifen durchgesetzt haben (Heißing, 2008). Darüber hinaus wird zwischen Sommer-, Winter- und Ganzjahresreifen unterschieden, wobei insbesondere die Profilgestalt und die Gummimischung der Reifenlauf­fläche für die jeweiligen Witterungsbedingungen optimiert sind. Runflat-Reifen oder „selbsttragende“ Reifen weisen im Gegensatz zu herkömmlichen Standardreifen verstärkte Seitenwände¹⁰ auf. Hierdurch können sie auch im Falle eines Luftverlusts über eine begrenzte Distanz weiterverwendet werden (Leister, 2015).

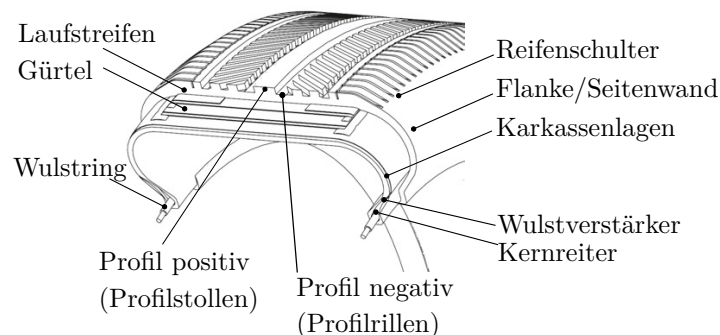


Abbildung 2.5: Grundaufbau eines Gürtelreifens (Schramm et al., 2018).

Abbildung 2.5 stellt den Grundaufbau eines Gürtelreifens in Anlehnung an SCHRAMM (Schramm et al., 2018) und HOLTSCULZE (Holtschulze, 2006) dar. Die beiden Wulstringe nehmen die Fülldruckkräfte sowie die außen am Reifen angreifenden Kräfte auf und stellen dabei gleichzeitig sicher, dass der Reifen fest auf dem Rad sitzt (Holtschulze, 2006). Oberhalb des Wulstrings befinden sich der Kernreiter und die Wulstverstärkung. Diese beiden Konstruktionselemente beeinflussen die Seitensteifigkeit des Reifens, welche sich wiederum auf die Eigenschaften Lenkpräzision und Fahrstabilität auswirkt (Holtschulze, 2006). Die Karkassenlagen bestehen aus zugfesten und mit Gummi ummantelten Fäden die z. B. aus Kunstseide, Nylon und Rayon bestehen. Gemeinsam mit dem Fülldruck verleiht die Karkasse dem Reifen seine Festigkeit, um die

¹⁰Es existieren auch weniger verbreitete Technologien wie das „Stützringprinzip“. Bei diesem wird die Abstützung des luftleeren Reifens über einen Ring gewährleistet, der zusammen mit einem gewöhnlichen Reifen auf einer Felge montiert ist (Gail et al., 2006).

Kräfte zwischen dem Fahrzeug und Fahrbahnkontakt zu übertragen. Sie verläuft quer zur Laufrichtung radial von Wulstring zu Wulstring (Schramm et al., 2018). Der Gürtel ist üblicherweise ein Lagenverbund aus Stahl, der im Laufflächenbereich auf der Karkasse aufliegt. Er umschließt den Reifen radial von außen und verleiht dem Laufstreifen seine Steifigkeit. Hierdurch wird bei einwirkenden Kräften und Momenten ausreichend Widerstand gegen eine Biegung des Reifens in der Reifenaufstandsfläche, dem sogenannten „Latsch“ gewährleistet. Durch die hohe Steifigkeit im Latsch wird auch die Walkarbeit durch Dehnung und Stauchung des Reifens im Latschbereich verringert, was sich positiv auf den Rollwiderstand auswirkt (Holtschulze, 2006). Der Laufstreifen ist aus Gummi und enthält das Laufstreifenprofil, bestehend aus dem Profilstollen (positives Profil) und Profilirren (negatives Profil) (Schramm et al., 2018). Durch die Profilierung wird auf nasser Fahrbahn Wasser aus der Reifen-Fahrbahnkontaktzone abgeleitet und auf losem Untergrund durch Formschluss eine bessere Kraftübertragung erzielt (Holtschulze, 2006). Die Reifenschulter liegt in dem Bereich zwischen dem äußerem Laufstreifen und dem Rand der Seitenwand. Sie weist einen maßgeblichen Einfluss auf die notwendige Wärmeableitung auf. Die Seitenwand ist der Bereich zwischen Reifenschulter und Reifenwulst. Sie besteht aus einer dünnen Gummischicht, welche die seitlichen Karkassenlagen schützt (Schramm et al., 2020).

2.3.2 Reibung

Am Beginn der Kraftübertragung von der Fahrbahn über die Reifenkonstruktionselemente in das Fahrwerk steht der Kontakt des Reifengummis mit der Fahrbahnoberfläche (Holtschulze, 2006). Deshalb werden in diesem Abschnitt die grundsätzlichen Reibungseigenschaften des Gummis auf der Fahrbahn erläutert.

2.3.2.1 Kraftübertragungsmechanismen

Die Gummireibung weicht aufgrund der viskoelastischen Eigenschaften von Gummi von den klassischen Reibungsgesetzen ab und folgt somit eigenen Gesetzmäßigkeiten (Meyer et al., 1964). Nach GEYER (Geyer, 1972) lässt sich die Kraftübertragung zwischen Reifengummi und Fahrbahn in die vier in Abbildung 2.6 dargestellten Einzelkomponenten Adhäsionsreibung μ_a , Hysteresereibung μ_h , Kohäsionsreibung μ_k und viskose Reibung μ_v unterteilen. Der Reibungskoeffizient μ entspricht der Summe der vier Einzelkomponenten (Wassertheurer, 2019). Nach dem klassischen Reibungsmodell nach Coulomb ist die entgegen der Bewegung gerichtete Reibungskraft F_μ das Produkt aus der Kraft senkrecht zur Fahrbahn F_z und dem Reibungskoeffizienten μ (Armstrong-Helouvry et al., 1994).

- **Adhäsionsreibung**

Bei der Adhäsionsreibung F_{μ_a} handelt es sich um die Kraft, die durch das fortwährende Entstehen und Trennen molekularer Bindungen (Van-der-Waals-Kräfte) zwischen den Reiboberflächen entsteht (Fischlein, 1999). Nach KUMMER (Kummer et al., 1967) weisen die Adhäsionskräfte den größten Anteil an der Gesamtreibung auf.

Beim Kontakt des Gummis mit der Fahrbahnoberfläche entstehen Bindungen von Molekülketten. Dabei gehen bei der Relativbewegung des Gummis zur Fahrbahn nacheinander die an der Oberfläche befindlichen Kettenmoleküle des Gummis Bindungen mit der Fahrbahn ein. Die Ketten werden anschließend so weit gedehnt, bis die Bindung aufgrund der zu hohen am Gummi angreifenden Kräften auseinanderbricht. Die Molekülketten ziehen

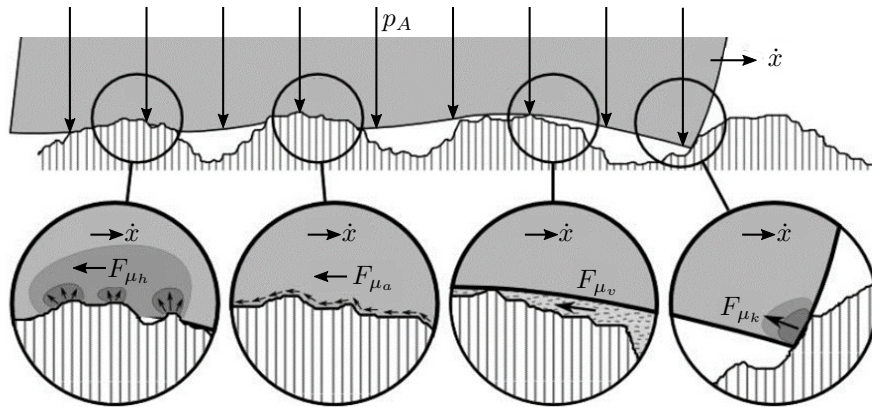


Abbildung 2.6: Reibungsmechanismen in Anlehnung an (Ignatyev et al., 2015; Kummer, 1966; Geyer, 1972).

sich zusammen und gehen an einer neuen Stelle wieder eine Bindung ein (Fischlein, 1999). Durch den Vorgang des periodischen Spannsens und Entspannsens wird kinetische Energie in Wärmeenergie umgewandelt und es entsteht, wie in Abbildung 2.6 zu sehen ist, eine der Bewegungsrichtung entgegengesetzt wirkende Adhäsionskraft (Haken, 1993). Diese Kraft ist hierbei von der Gleitgeschwindigkeit, der Temperatur und der Anzahl der Bindungen abhängig (Kummer et al., 1967). Da sich diese Verbindungen nur im direkten Kontakt des Gummielementes mit der Fahrbahn ausbilden, ist die Adhäsion unmittelbar abhängig von der tatsächlichen Kontaktfläche zwischen Reifen und Fahrbahn. Bei einer möglichst großen Aufstandsfläche und bei ideal glatten Oberflächen ist sie folglich am größten (Schramm et al., 2020). Zudem beeinflussen die Materialeigenschaften der Reibpartner und die Gleitgeschwindigkeit des Gummis auf der Kontaktfläche die Adhäsion (Vincken, 2005; T. Bachmann, 1996). Auf molekularer Ebene bildet sich die Adhäsion in Größenordnungen von 10^{-5} mm (Heißing, 2008). Sie beginnt bei Gleitgeschwindigkeiten zwischen Reifen und Fahrbahn von ca. $0,0001 \frac{\text{km}}{\text{h}}$ und erreicht ihr Maximum bei ca. $0,1 \frac{\text{km}}{\text{h}}$ (Heißing, 2008).

- **Hysteresereibung**

Die Hysteresereibung F_{μ_h} weist neben der Adhäsionsreibung einen weiteren bedeutenden Anteil an der Gesamtreibung zwischen Reifen und Fahrbahn auf. Die Hysteresereibung entsteht durch die Bewegung innerhalb der Molekülketten im Gummi, welche durch die Verformung des Gummielementes während des Reibvorgangs verursacht wird (Wassertheurer, 2019). Durch die auftretenden Dämpfungsverluste entsteht in der Kontaktfläche des Gummielementes ein asymmetrisches Druckgebirge und eine der Bewegungsrichtung entgegengesetzte Reibungskraft (Schramm et al., 2020). Der durch die Gummidämpfung hervorgerufene Energieverlust führt zu Hysteresereibung. Die Größe dieser wird von der Gummimischung und der Oberflächenstruktur beeinflusst, ist jedoch relativ unabhängig von einem dünnen Zwischenmedium (z.B. Wasser oder Schmutz auf der Fahrbahn) (T. Bachmann, 1996). Es muss jedoch berücksichtigt werden, dass sich durch die Dicke des Zwischenmediums die Höhe der Rauigkeitsspitzen vermindert und somit auch die Hysteresekomponente sinkt (T. Bachmann, 1996). Die Hysteresereibung findet in Größenordnungen zwischen

0,001 mm bis 10 mm statt. Im Gegensatz zur Adhäsion erreicht die Hysterese ihr Maximum erst bei sehr hohen Gleitgeschwindigkeiten (Schramm et al., 2020).

- **Viskose Reibung**

Viskose Reibung F_{μ_v} tritt lediglich bei Vorhandensein eines Zwischenmediums auf. Die Kräfte werden dann über die in der Flüssigkeit gebildeten Scherkräfte übertragen. Beim Aquaplaning tritt beispielsweise ausschließlich viskose Reibung auf, da die Reibflächen in keinem direkten Kontakt stehen (T. Bachmann, 1996; Bürckert et al., 2012). Hierbei ist die Reibkraft lediglich abhängig von der inneren Reibung des Fluidfilms (z.B. Wasser) und steigt mit Zunahme der Gleitgeschwindigkeit (Armstrong-Helouvry et al., 1994). Der Anteil der viskosen Reibung an der Gesamtreibkraft ist bei Wasser als Zwischenmedium wesentlich kleiner als die Adhäsions- und Hysteresereibung (Eichhorn, 1994).

- **Kohäsionsreibung**

Bei der Kohäsionsreibung F_{μ_k} handelt es sich im Gegensatz zur Adhäsion um Bindungskräfte innerhalb des Reifenoberflächenmaterials, welche einer Trennung entgegenwirken. Kohäsionsbedingte Reibung tritt besonders bei verschleißintensiven Betriebszuständen mit hohen Gleitgeschwindigkeiten und hohen Materialtemperaturen auf und ist für die Reifenabnutzung entscheidend (van Putten, 2017). Der Einfluss auf die Gesamtreibkraft ist jedoch gering, weshalb dieser Reibkomponente eine kleinere Bedeutung beigemessen wird (Eichhorn, 1994; T. Bachmann, 1996; Nüssle, 2002).

2.3.2.2 Kraftübertragung auf trockener Fahrbahn

Im Rahmen der Lenkungsauslegung erfolgt die Bestimmung der maximalen Zahnstangenkraft auf einer trockenen Fahrbahn, da auf dieser die höchsten Reifenreibungskräfte wirken (Villagra et al., 2011). Wie im vorigen Abschnitt beschrieben, bringen auf trockener Fahrbahn die Adhäsions- und Hysteresereibung den Hauptanteil der gesamten Reibungskraft auf. Ausschlaggebend

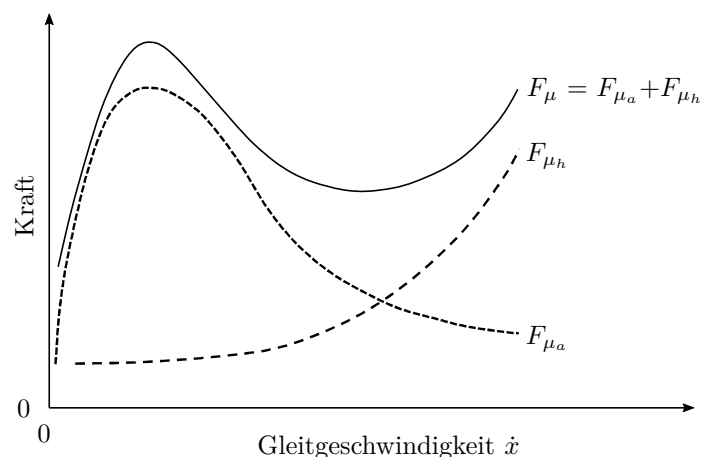
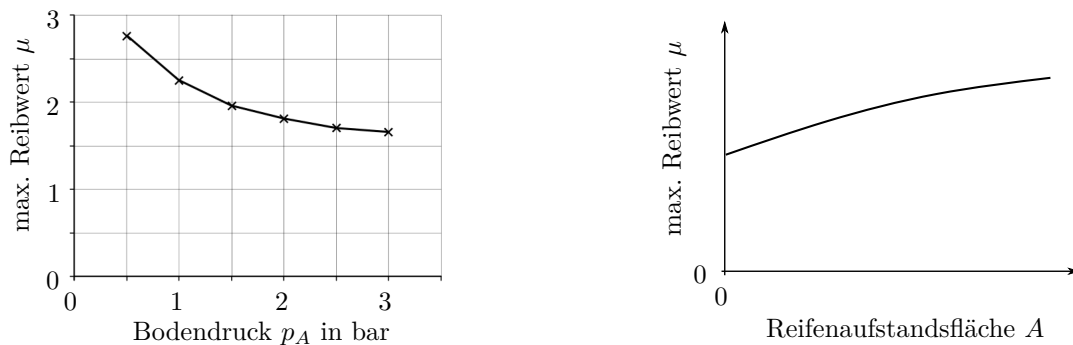


Abbildung 2.7: Qualitativer Zusammenhang zwischen Reibkräften und Gleitgeschwindigkeit \dot{x} nach (Trzesniowski, 2014; Kummer, 1966; Willumeit, 1969). Im Fokus steht dabei die Zusammensetzung der Reibungskraft F_μ aus den Reibungsmechanismen Adhäsionsreibung F_{μ_a} und Hysteresereibung F_{μ_h} .

für den Reibwert zwischen Reifen und Fahrbahn sind hierbei die Mikro- und Makrotextur der Fahrbahnoberfläche. Aus einer geringen Makrorauheit und einer Mikrorauheit im mittleren Bereich resultieren hohe Adhäsionskräfte F_{μ_a} . Hingegen führen große Mikro- und Makrorauheit zu einem großen Hystereseeanteil F_{μ_h} (Wassertheurer, 2019). Aus der Überlagerung der beiden Reibungsmechanismen resultiert ein geschwindigkeitsabhängiger Reibwert F_{μ} (Nüssle, 2002). Dieser wiederum führt zu einer Geschwindigkeitsabhängigkeit der resultierenden Kräfte (Schramm et al., 2020), welche in Abbildung 2.7 in Abhängigkeit von der Gleitgeschwindigkeit dargestellt sind.

Insbesondere beim Parkieren im Stand sind im Reifenlatsch Bereiche zu finden, in denen Haften auftritt und solche, in denen der Gummi auf der Fahrbahn gleitet. In den Haftbereichen führt die Relativgeschwindigkeit zwischen Fahrbahn und Gummi zu den bereits beschriebenen Adhäsionskräften. Reichen die Adhäsionskräfte nicht mehr zur Abstützung der Verformungskräfte aus, beginnt das Gummimaterial auf der Fahrbahn zu gleiten. Hierbei werden dann die Adhäsionskräfte von den Hysteresekräften überlagert (Heinrich et al., 2002; Kendziorra et al., 2003; Holtschulze, 2006).



(a) Maximaler Haftreibwert eines Reifengummielements als Funktion des Anpressdrucks (Mäckle et al., 2002).

(b) Qualitativer Zusammenhang von Reibwert und Reifenaufstandsfläche nach (Schramm et al., 2020).

Abbildung 2.8: Abhängigkeit des Reibwerts vom Anpressdruck und der Reifenaufstandsfläche.

In Abbildung 2.8a ist der gemessene maximale Haftreibwert in Abhängigkeit des Anpressdrucks dargestellt. Dieser wurde auf Asphalt bei von null ansteigender Differenzgeschwindigkeit gemessen (Holtschulze, 2006). Die hohe Abhängigkeit des Reibwerts vom Anpressdruck kann über die Kontaktflächenverhältnisse erklärt werden. Bereits in Abbildung 2.6 wurde ein Gummielement auf einer rauen Fahrbahn skizziert. Durch den teilweisen Kontakt des Gummis mit Erhebungen der Fahrbahn im Mikrobereich beträgt die effektive Kontaktfläche weniger als 1 % der Oberfläche des Gummis (Holtschulze, 2006). Eine Erhöhung des Anpressdrucks führt nur zu einer unterproportionalen Erhöhung der effektiven Kontaktfläche. Adhäsions- und Hysteresekräfte sind jedoch abhängig von dieser Größe, weshalb die übertragbaren Reibkräfte nicht proportional zur Radlast ansteigen (T. Bachmann, 1996; Grosch, 1985). Dieser unproportionale Anstieg ist einer der entscheidenden Gründe, weswegen die Bodendruckverteilung in der Reifenaufstandsfläche von elementarer Bedeutung für die am Reifen wirkenden Reibungskräfte ist. Je geringer und gleichmäßiger der lokale Druck ausfällt, desto höher ist der Reibwert (Heißing, 2008).

Der in Abbildung 2.8b dargestellte Anstieg des Reibwerts über die Reifenaufstandsfläche ist auf das gleiche Phänomen wie beim Anpressdruck zurückzuführen. Bei konstanter Vertikallast

sinkt der Anpressdruck mit zunehmender Reifenaufstandsfläche. Aufgrund des geringeren Anpressdrucks steigt dann der Reibwert (vgl. Abbildung 2.8a).

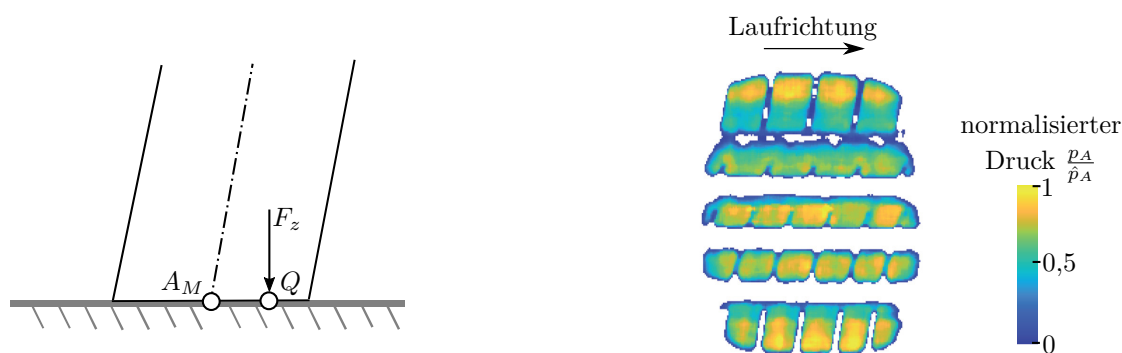
2.3.3 Bodendruckverteilung in der Reifenaufstandsfläche

Wie im vorherigen Abschnitt beschrieben, weist der Anpressdruck eines jeden Kontaktpunkts zwischen Reifen und Fahrbahn einen direkten Einfluss auf die sich ausbildende Reibungskraft auf. Die Bodendruckverteilung in der Reifenaufstandsfläche beschreibt den Anpressdruck der einzelnen Kontaktflächenelemente zwischen Reifen und Fahrbahn. Somit beeinflusst die Bodendruckverteilung maßgeblich die am Reifen wirkenden Kräfte und Momente (Einsle, 2011; Pacejka, 2007). In diesem Abschnitt werden deren Grundlagen erläutert.

2.3.3.1 Begriffsdefinition und Darstellung

Die Aufstandsfläche ist der Teil des Reifens, der mit der Fahrbahnoberfläche in Kontakt steht. Genau genommen beschreibt der Begriff den Teil der Reifenlauffläche, der die Fahrbahnoberfläche tatsächlich berührt. Im Rahmen dieser Arbeit ist die Reifenaufstandsfläche vereinfachend als die Fläche definiert, die vom Umriss der Kontaktfläche von Reifen und Fahrbahn eingeschlossen wird. Somit schließt die hier verwendete Bezeichnung auch das Negativprofil mit ein, welches nicht in direktem Kontakt mit der Fahrbahn steht. Die Aufstandsfläche enthält dabei für jedes Kontaktelement eine zusätzliche Information über den wirkenden Anpressdruck.

PKW- oder LKW-Reifen besitzen in der Regel einen nahezu rechteckigen Querschnitt. Unter der Annahme, dass die Druckverteilung auf einem gewölbten Reifen mit der Form der gewölbten Reifenfläche übereinstimmt, wird der Angriffspunkt der resultierenden vertikalen Reifenkraft F_z vom geometrischen Kontaktpunkt A_M zum statischen Kontaktpunkt Q verschoben (Rill, 2013). Der geometrische Kontaktpunkt A_M und der statische Kontaktpunkt Q sind in Abbildung 2.9a dargestellt.



(a) Darstellung des geometrischen (A_M) und statischen (Q) Kontaktpunkts nach (Rill, 2013).

(b) Visualisierung der Bodendruckverteilung in der Reifenaufstandsfläche.

Abbildung 2.9: Darstellung des geometrischen und statischen Kontaktpunkts sowie exemplarische Visualisierung der Bodendruckverteilung in der Reifenaufstandsfläche.

Abbildung 2.9b zeigt exemplarisch die Bodendruckverteilung in der Reifenaufstandsfläche, deren Visualisierung üblicherweise über eine Heatmap erfolgt. Dabei wird die Reifenaufstandsfläche

zweidimensional über die Reifenlänge und Reifenbreite dargestellt. Anhand einer Farbskala wird entsprechend des wirkenden Anpressdrucks eines jeden Punkts in der Reifenaufstandsfläche eine Farbe zugeordnet.

2.3.3.2 Wechselwirkungen

Die Bodendruckverteilung in der Reifenaufstandsfläche ist maßgeblich von den Eigenschaften und den Betriebspunkten des Reifens, wie Reifenfülldruck und Radlast, abhängig (Polasik et al., 2017; Vilela et al., 2010). In diesem Abschnitt wird der Einfluss der Reifeneigenschaften, des Fülldrucks, der Radlast sowie des Sturzes auf den Reifen-Fahrbahn-Kontakt beschrieben.

Einfluss der Reifeneigenschaften

Abbildung 2.10 beschreibt ein stark vereinfachtes Wirknetz der Bodendruckverteilung, wobei die für die Ausprägung der Bodendruckverteilung relevantesten Reifeneigenschaften¹¹ in hellblauer Farbe dargestellt sind.

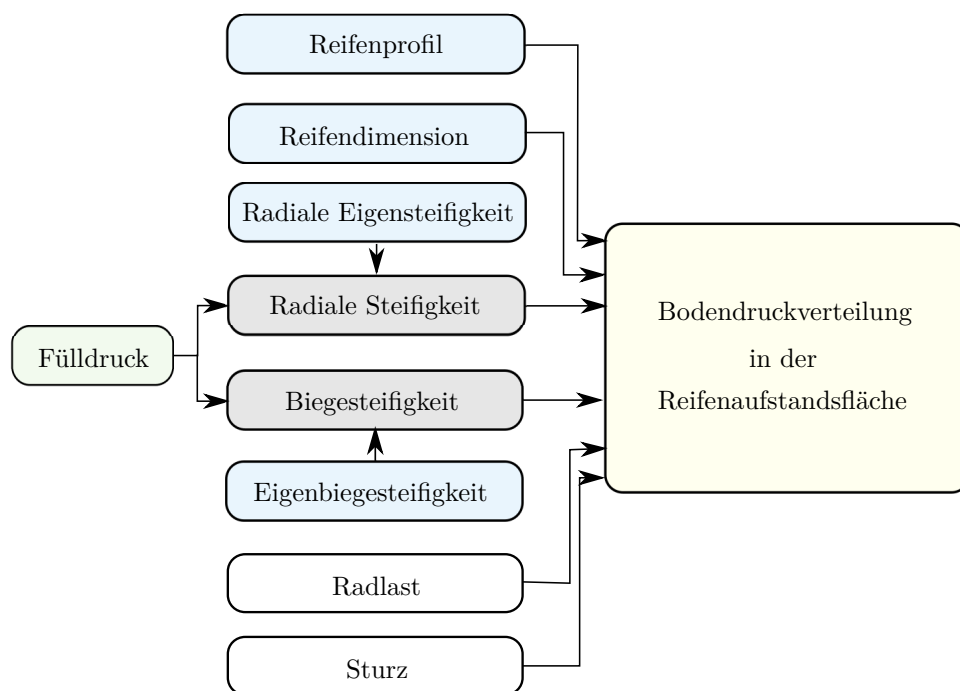


Abbildung 2.10: Vereinfachte Darstellung des Wirknetzes der Bodendruckverteilung.

Zu den bedeutenden Reifeneigenschaften zählen das Reifenprofil, die Reifendimension¹², sowie die konstruktionsbedingten Steifigkeiten, welche als „Eigensteifigkeiten“ bezeichnet werden (E. Neumann, 2013).

¹¹In Rahmen dieser Arbeit wird der Einfluss der Reifenalterung und Abnutzung nicht berücksichtigt, da die Lenkungsauslegung anhand neuwertiger, vorkonditionierter Reifen erfolgt. Eine ausführliche Beschreibung des Alterungs- und Abriebeeinflusses erfolgt in (Woodward et al., 2013; Gent et al., 2006).

¹²Zu der Reifendimension zählen beispielsweise der Reifenradius, die Reifenbreite oder auch der Krümmungsradius des Laufflächenquerschnitts.

Das Reifenprofil steht in direktem Kontakt zur Fahrbahn, weshalb es unmittelbar die Lage und Höhe der Bodendruckverteilung in der Reifenaufstandsfläche bestimmt (vgl. Abbildung 2.9b). Im Gegensatz zum Positivprofil liegt an den Stellen des Negativprofils (Profiltrillen, Lamellen, Schulterkerben), bei denen der Kontakt zur Straße nicht gegeben ist, kein Anpressdruck vor.

Die Reifendimension wirkt sich nach VILELA (Vilela et al., 2010) und POLASIK (Polasik et al., 2017) bei 0° Sturz sowohl auf die Länge als auch die Breite der Reifenaufstandsfläche aus. So führt eine höher spezifizierte Reifenbreite unmittelbar zu einer breiteren Reifenaufstandsfläche (Polasik et al., 2017). Bei einem großen Reifenumfang verlängert sich die Reifenaufstandsfläche bei einer Radlasterhöhung stärker als bei einem geringen Reifenumfang. Die Krümmung des Reifenquerschnitts in Querrichtung weist eine untergeordnete Rolle auf. Grund hierfür ist, dass der Reifenquerschnitt unter Last bereits nahezu plan auf der Fahrbahn aufliegt. In geringem Maße wird jedoch durch die beim Aufsetzen des Reifens auf die Fahrbahn erfolgte Vorspannung im Reifenquerschnitt die Bodendruckverteilung beeinflusst.

Die konstruktionsbedingten Reifeneigensteifigkeiten bestimmen gemeinsam mit dem Reifenfülldruck die Biegesteifigkeit der Reifenlauffläche und die radiale Steifigkeit, welche in Abbildung 2.10 in grauer Farbe dargestellt sind (Belki et al., 1997; Fernando et al., 2006). Nach HOLTSCULZE (Holtschulze, 2006) dominiert dabei der Einfluss des Fülldrucks jenen der Reifeneigensteifigkeiten¹³. Eine hohe Eigenbiegesteifigkeit der Reifenlauffläche führt dazu, dass die Bodendruckverteilung des Reifens eine geringere Sensitivität auf den Fülldruck aufweist (Gipser, 2013). Die radiale Steifigkeit bestimmt wie sehr sich der Reifenradius unter Einwirkung einer Radlast reduziert. Aus einem geringeren Reifenradius resultiert die Zunahme der Reifenaufstandsfläche, weshalb diese maßgeblich durch die Kombination der radialen Steifigkeit und der Radlast beeinflusst wird (Polasik et al., 2017; Fernando et al., 2006).

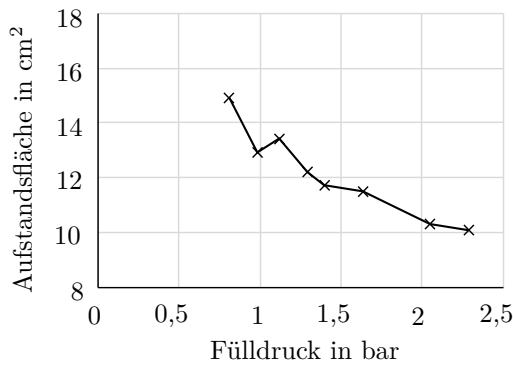
Einfluss des Fülldrucks

Da der Fülldruck p_i maßgeblich die Reifensteifigkeiten bestimmt, ist dessen Einfluss auf die Bodendruckverteilung bei 0° Sturz in (Vilela et al., 2010; Polasik et al., 2017; Woodward et al., 2013; Fernando et al., 2006; Gent et al., 2006; Taghavifar et al., 2014; Ivanov, 2010; Farroni et al., 2014) ausführlich analysiert. Stellvertretend hierfür ist der Einfluss des Reifenfülldrucks auf die Größe und Form der Reifenaufstandsfläche in Abbildung 2.11 nach WOODWARD (Woodward et al., 2013) dargestellt.

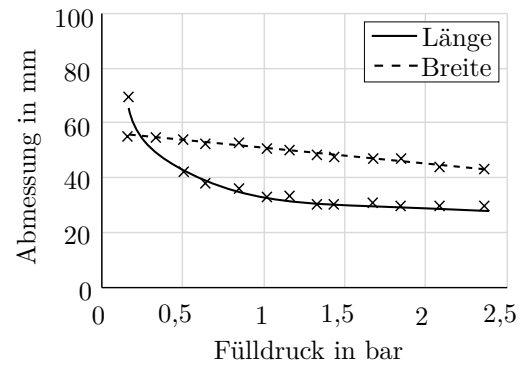
Es wird deutlich, dass mit steigendem Fülldruck die Reifenaufstandsfläche A geringer wird und somit eine höhere Flächenpressung im Latsch vorliegt. Dabei zeigt Abbildung 2.11b auf, dass sowohl die Länge l_A als auch die Breite b_A mit steigendem Fülldruck abnimmt. Die Länge weist dabei eine parabolische Relation auf, während diese bei der Breite linear ist.

Abbildung 2.12 stellt den Einfluss des Reifenfülldrucks auf die Bodendruckverteilung innerhalb der Reifenaufstandsfläche dar. Mit steigendem Reifenfülldruck verlagert sich der Bodendruck von den Schultern in die Reifenmitte (Vilela et al., 2010). Insbesondere bei geringerem Fülldruck (vgl. Abbildung 2.12a) wird ersichtlich, dass die Reifenschultern sehr deutliche Druckspitzen aufweisen und die Druckverteilung weniger gleichmäßig ist als bei höherem Fülldruck (vgl. Abbildung 2.12b) (Vilela et al., 2010).

¹³So trägt nach HOLTSCULZE (Holtschulze, 2006) beispielsweise die Seitenwandsteifigkeit weniger als 8% zu der Vertikalsteifigkeit eines Reifens bei 2,4 bar Fülldruck bei.

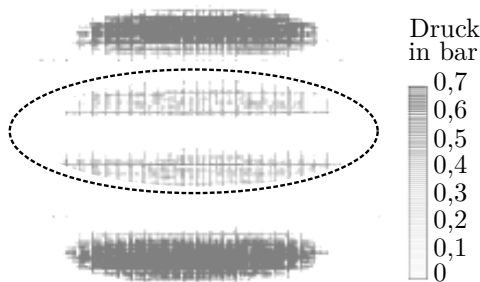


(a) Einfluss des Reifenfülldrucks auf die Größe der Reifenaufstandsfläche (Woodward et al., 2013).

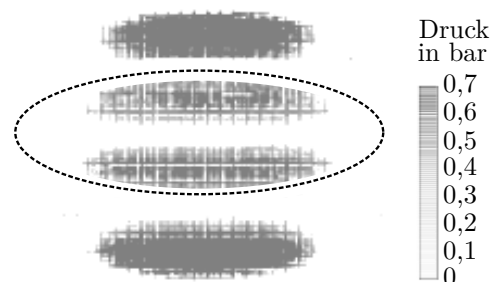


(b) Einfluss des Reifenfülldrucks auf die Länge und Breite der Reifenaufstandsfläche nach (Woodward et al., 2013).

Abbildung 2.11: Einfluss des Fülldrucks auf die Reifenaufstandsfläche (Woodward et al., 2013).



(a) Bodendruckverteilung bei 2,7 bar.



(b) Bodendruckverteilung bei 3,5 bar.

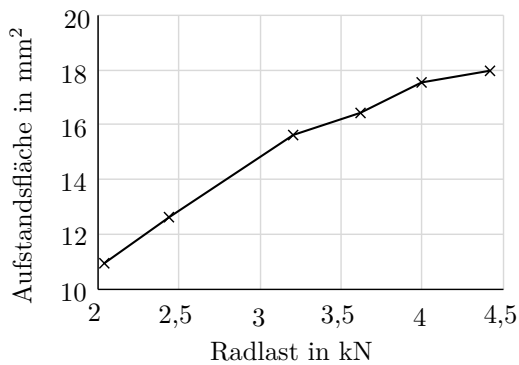
Abbildung 2.12: Einfluss des Fülldrucks auf die Bodendruckverteilung in Anlehnung an (Vilela et al., 2010).

Einfluss der Radlast

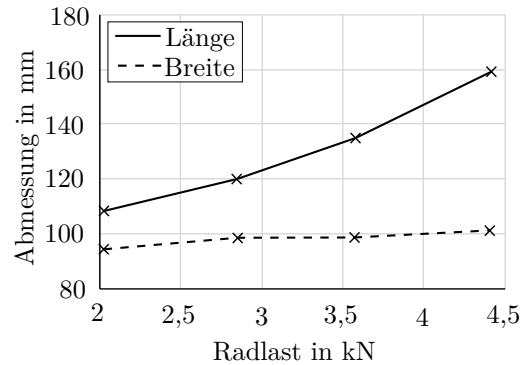
Der Einfluss der Radlast F_z auf die Reifenaufstandsfläche bei 0° Sturz ist in Abbildung 2.13 exemplarisch in Anlehnung an MINCA (Minca, 2015) veranschaulicht. Eine Erhöhung der Radlast führt zu einem beschränkten Wachstum der Reifenaufstandsfläche (vgl. Abbildung 2.13a), wobei die Länge der Reifenaufstandsfläche deutlich stärker wächst als die Breite (vgl. Abbildung 2.13b).

Die Kombination aus Radlast, Reifenfülldruck und Reifenlastindex bestimmt maßgeblich die Auslastung sowie die Tragfähigkeit (maximal zulässige Auslastung) eines Reifens. Bei hohem Fülldruck und geringerer Radlast sinkt die Auslastung eines Reifens. Bei geringem Fülldruck und höherer Radlast steigt sie hingegen (Woodward et al., 2013). Aus der Kombination von Radlast und Fülldruckeinfluss auf die Reifenaufstandsfläche folgt somit, dass die Reifenaufstandsfläche mit wachsender Auslastung des Reifens größer wird.

Neben der Größe der Reifenaufstandsfläche ist auch deren Form von der Auslastung abhängig. So zeigen die Studien in (Lister et al., 1968; Liu, 1992; Siegfried, 1998; Douglas, 2009), dass die Aufstandsfläche bei niedriger Auslastung eine kreisförmige Form aufweist, während diese bei



(a) Einfluss der Radlast auf die Größe der Reifenaufstandsfläche.



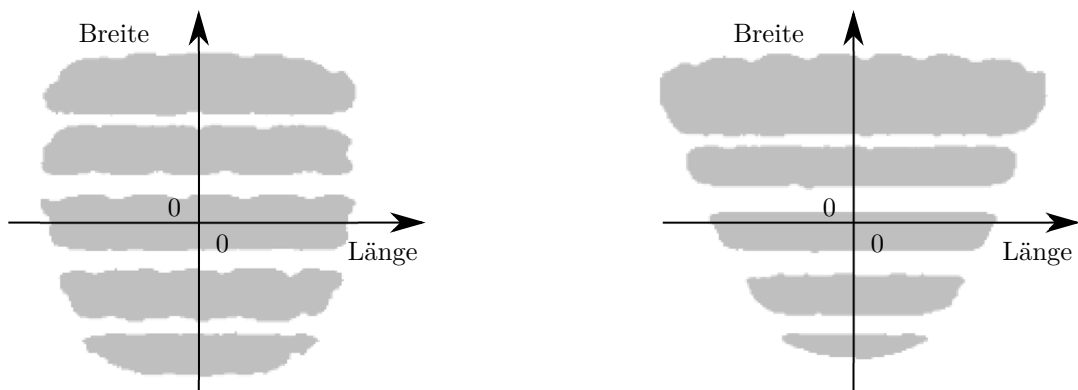
(b) Einfluss der Radlast auf die Länge und Breite der Reifenaufstandsfläche.

Abbildung 2.13: Einfluss des Fülldrucks auf die Reifenaufstandsfläche in Anlehnung an (Minca, 2015).

hoher Auslastung elliptisch wird.

Einfluss des Radsturzes

Der Radsturz γ beeinflusst maßgeblich den Reifen-Fahrbahn-Kontakt. Diese Abhängigkeit geht aus (M. Kim et al., 2014) und den in Abbildung 2.14 dargestellten Messungen zur Parametrierung eines FTire Reifenmodells hervor.



(a) Reifenaufstandsfläche bei 0° Sturz.

(b) Reifenaufstandsfläche bei 6° Sturz.

Abbildung 2.14: Messung der Reifenaufstandsfläche bei 0° und 6° Sturz.

Die Messungen der Reifenaufstandsfläche basieren weitestgehend auf tintenbasierten Verfahren (vgl. Abschnitt 2.9.2.1) und enthalten lediglich die Informationen über die Form der Reifenaufstandsfläche. Daten über die Bodendruckverteilung in der Reifenaufstandsfläche sind deshalb nicht verfügbar. Aus den Messungen geht jedoch hervor, dass die Reifenaufstandsfläche unter hohem Sturz eine asymmetrische Form annimmt, welche eher einem Dreieck statt den üblichen Formen wie einem Kreis, Rechteck oder einer Ellipse ähnelt.

Die in diesem Abschnitt beschriebenen Wechselwirkungen beziehen sich alle auf einen Sturz von 0°. Es sind keine wissenschaftlichen Beiträge bekannt, in welchen die Bodendruckverteilung in

der Reifenaufstandsfläche bei Sturzwinkeln in dem für den lenkungsauslegungsrelevanten Bereich von -10° bis 10° analysiert wird.

2.3.4 Reifenverhalten beim Parkieren im Stand

In diesem Abschnitt werden die Grundlagen des Reifenverhaltens bei dem in Abschnitt 2.5 beschriebenen Manöver „Parkieren im Stand“ vermittelt. Nach der Reifenbewegung beim Standparkieren folgt eine Erläuterung der daraus resultierenden Reibungskräfte und -momente am Reifen.

2.3.4.1 Reifenbewegung

Aufgrund der in Abschnitt 2.2 beschriebenen Achskinematik bewegt sich der Reifen beim Parkieren im Stand auf einer kreisförmigen Bahn und rotiert um seine vertikale z_C -Achse. Hierbei gleiten die einzelnen Bereiche des Latsches ohne entsprechende Rollbewegung des Rades über die Fahrbahn. Da bis in den Endanschlag gelenkt wird, beträgt der Radsturz, je nach Achs- und Lenkkinematik, bis zu 10° .

Durch die Rotation des Radträgers dreht sich der Reifen maßgeblich um bis zu 50° um seine vertikale z_C -Achse. Wie in Abbildung 2.15 dargestellt ist, erfolgt dabei auch eine Verschiebung des Radmittel- und Radaufstandspunkts. Durch die Bewegung des Reifenaufstandspunkts auf der kreisförmigen Bahn verschiebt sich der Reifen somit auch translatorisch sowohl in Längs- als auch in Querrichtung (vgl. Abschnitt 2.2)(Sharp et al., 2003).

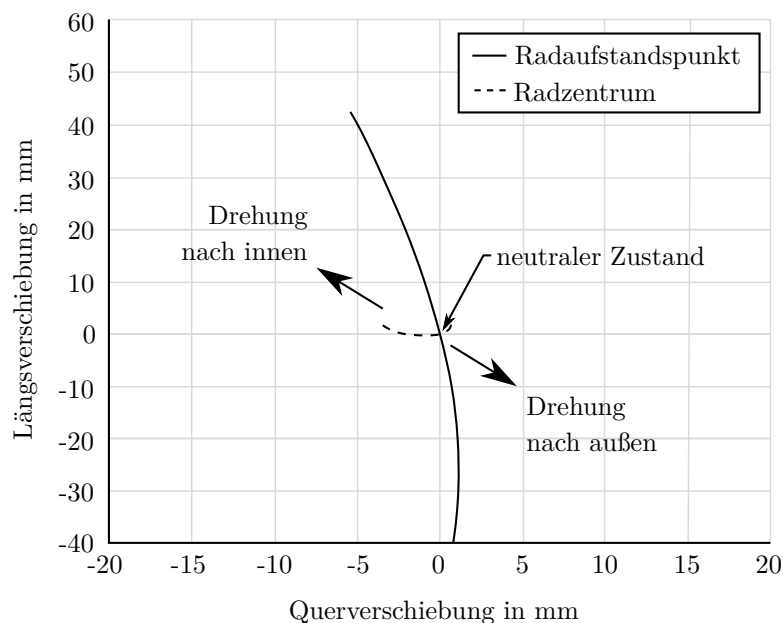


Abbildung 2.15: Bewegung des Radmittel- und Radaufstandspunkts beim Lenken im Stand. Auf Simulationsdaten basierende exemplarische Darstellung eines rechten Rades (Cho, 2009).

2.3.4.2 Bohrmoment

Das Reifenbohrmoment M_z ist das Reibmoment, welches durch das Drehen („Bohren“) des Reifens um seine vertikale Achse entsteht. Es dominiert die beim Parkieren auftretenden Reifenkräfte (Schramm et al., 2020; D. H. Kim et al., 2007; Heacock et al., 1953). So erfolgt beispielsweise in (Rill, 1994; Hesse, 2011) die vereinfachte Berechnung der maximalen Zahnstangenkraft über das Bohrmoment, wobei die Längs- und Querkräfte des Reifens nicht berücksichtigt werden. Auch bei der Analyse der Zahnstangenkräfte beim Parkieren im Stand wird in (Einsle, 2011; Vilela et al., 2010; van der Jagt, 1999; Sharp et al., 2003; D. H. Kim et al., 2007) lediglich der Einfluss des Reifenbohrmoments bei 0° Sturz betrachtet.

Das Reifenbohrmoment wird üblicherweise auf einem in Abschnitt 2.9 beschriebenen Flachband- oder Steifigkeitsprüfstand bei 0° Sturz und blockiertem Rad gemessen. Der Reifen wird dabei mit einer Geschwindigkeit von ca. $5 \frac{\circ}{s}$ bis $15 \frac{\circ}{s}$ nach links und rechts mindestens so weit ausgelenkt, bis das Bohrmoment ein konstantes Niveau erreicht. Abbildung 2.16 stellt die Ergebnisse einer Bohrmomentmessung im TYDEX-W Koordinatensystem dar (vgl. Abschnitt 2.1).

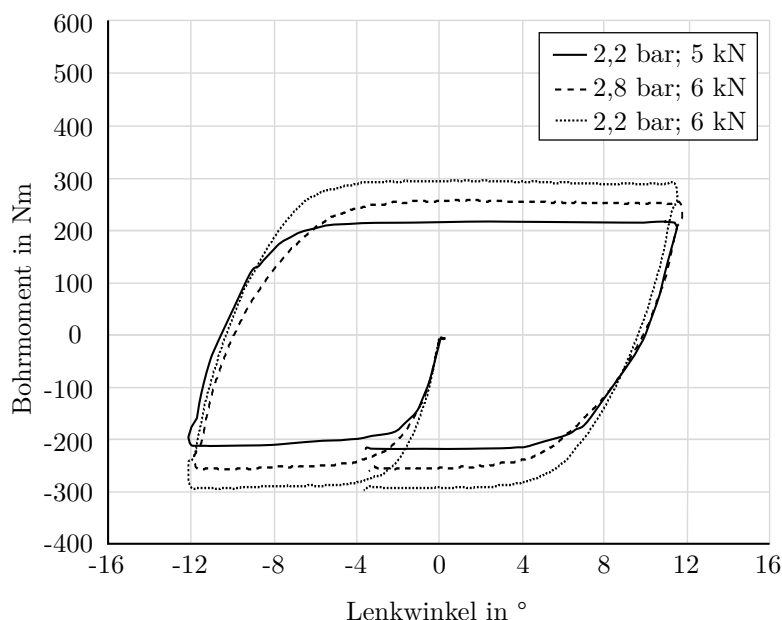


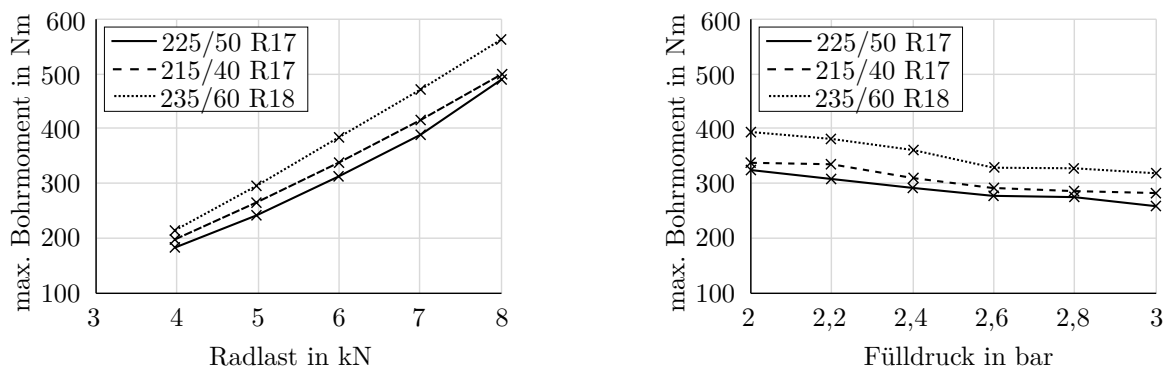
Abbildung 2.16: Bohrmoment M_z bei verschiedenen Radlasten und Fülldrücken nach (Einsle, 2011).

Wird der Reifen gedreht steigt das Bohrmoment, solange die Bodenkontaktelemente haften, nahezu linear aus dem Ursprung (Einsle, 2011), wobei sich der Reifen elastisch in Abhängigkeit seiner Torsionssteifigkeit verformt. Ab einem bestimmten Moment beginnen einige Elemente im Latsch zu gleiten, was zu einem geringeren Anstieg des Bohrmoments führt. Sobald alle Punkte des Latsches gleiten, wirkt das maximale Bohrmoment (Schramm et al., 2020). Dieses bleibt in der Folge konstant, solange alle Kontaktelemente des Reifenlatsches gleiten.

Bei einer Bohrmomentmessung wird die Torsionssteifigkeit sowie das maximale Bohrmoment eines Reifens identifiziert. Für das Parkieren im Stand ist die Bedeutung der Torsionssteifigkeit von untergeordneter Rolle. Grund hierfür ist, dass die maximalen Zahnstangenkräfte im Endanschlag

auftreten, in denen der Reifen und seine Kontaktelemente zur Fahrbahn vollständig gleiten und die Torsionssteifigkeit somit keinen Einfluss aufweist. Die Torsionssteifigkeit könnte lediglich für Hinterachslenkungen relevant sein, da bei diesen das Rad nur geringe Lenkwinkel aufweist und die Kontaktelemente des Reifens noch an der Fahrbahn haften und sich somit elastisch verformen.

Das maximale Bohrmoment \hat{M}_z ist entscheidend für das Reifenverhalten und die beim Parkieren wirkende höchste Zahnstangenkraft. Es bildet sich bereits bei ca. 3° Radlenkwinkel aus, da hierbei der Reifen in die quasistatische Gleitphase übergeht (Einsle, 2011). Das maximale Bohrmoment ist abhängig von Randbedingungen wie Radlast, Fülldruck und Reifendimensionen (vgl. Tabelle 2.1) (Einsle, 2011; D. H. Kim et al., 2007).



(a) Einfluss der Radlast auf das maximale Bohrmoment (Einsle, 2011).

(b) Einfluss des Reifenfülldrucks p_i auf das maximale Bohrmoment \hat{M}_z (Einsle, 2011).

Abbildung 2.17: Einfluss der Radlast F_z und des Fülldrucks auf das maximale Bohrmoment \hat{M}_z nach (Einsle, 2011).

Abbildung 2.17a zeigt das quasilineare Ansteigen des maximalen Bohrmoments mit höherer Radlast nach (Einsle, 2011; van der Jagt, 1999; Sharp et al., 2003). Ursache hierfür ist die steigende Bodendruckverteilung in der Reifenaufstandsfläche. Der höhere Anpressdruck der Kontaktelemente führt aufgrund der in Abschnitt 2.3.2.1 beschriebenen Reibungsmechanismen zu höheren Reibungskräften. Nach Abbildung 2.8a müsste das Bohrmoment jedoch leicht degressiv steigen, da der Reibwert mit höher werdendem Anpressdruck abnimmt. Dies ist jedoch durch die geänderte Bodendruckverteilung und Reifenaufstandsfläche nicht der Fall. Die Aufstandsfläche vergrößert sich, wodurch weiter vom Drehpunkt entfernte Kontaktelementarkräfte entstehen. Aus dieser Kraft multipliziert mit dem höheren Hebelarm ergibt sich ein vergrößertes Bohrmoment (Einsle, 2011).

Abbildung 2.17b veranschaulicht die Reduktion des maximalen Bohrmoments mit steigendem Fülldruck nach (Einsle, 2011). Ähnliche Zusammenhänge sind auch in (Vilela et al., 2010; Sharp et al., 2003) beschrieben. Im Durchschnitt nimmt das maximale Bohrmoment in dem dargestellten Bereich um ca. 10 % bis 20 % pro bar Fülldruckerhöhung ab. Zum einen erfolgt die Reduktion des Bohrmoments aufgrund der bei höheren Fülldrücken kleineren Reifenaufstandsfläche (vgl. Abbildung 2.11a) und zum anderen ändert sich die Bodendruckverteilung innerhalb dieser. Die bereits in Abbildung 2.12 dargestellte Bodendruckverteilung zeigt, dass mit steigendem Fülldruck eine Verlagerung des Drucks von den Schultern in das Zentrum der Reifenaufstandsfläche erfolgt (Vilela et al., 2010). Als Folge entstehen bei einer Raddrehung, gegensätzlich zur Radlasterhö-

hung, näher am Drehpunkt liegende Kontaktelementarkräfte. Dadurch nimmt das resultierende Bohrmoment aufgrund des geringeren Hebelarms dieser Kräfte mit steigendem Fülldruck ab.

Tabelle 2.1: Einflussparameter auf das maximale Bohrmoment und die Torsionssteifigkeit von Reifen beim Lenken im Stand (Einsle, 2011).

Parameter	max. Bohrmoment	Torsionssteifigkeit	Literaturverweis
Radlast ↑	↑	↑	(Einsle, 2011; van der Jagt, 1999; Sharp et al., 2003; Unrau, 2013; Trzesniowski, 2014; Heißing, 2008)
Fülldruck ↑	↓	↓	(Einsle, 2011; Vilela et al., 2010; Sharp et al., 2003; Unrau, 2013; Trzesniowski, 2014; Heißing, 2008)
Reifenbreite ↑	↗	↑	(Einsle, 2011; Vilela et al., 2010)
Querschnittsverhältnis ↑	↘	↓	(Einsle, 2011)
Verstellgeschwindigkeit ↑	↗	↘	(Einsle, 2011)

Tabelle 2.1 stellt den Einfluss mehrerer Parameter auf das Reifenbohrmoment sowie die entsprechenden wissenschaftlichen Quellen dar. Es wird ersichtlich, dass die Betriebsbedingungen „Reifenfülldruck“ und „Radlast“ den größten Einfluss auf das Bohrmoment aufweisen. Alle Untersuchungen haben gemein, dass das Bohrmoment bei 0° Sturz und ohne parallel erfolgende Translation des Reifens betrachtet wird. Reale Messungen und Mehrkörpersimulationen zeigen jedoch, dass der Radsturz beim Lenken im Stand bis zu 10° beträgt und eine aus Rotation und Translation kombinierte Reifenbewegung vorliegt (vgl. Abschnitt 2.3.4.1).

2.3.4.3 Längs- und Querkraft

Da sich der Reifen beim Parkieren im Stand sowohl in Längs- als auch in Querrichtung verschiebt, werden im Folgenden die hierbei entstehenden Längs- und Querkräfte beschrieben, die in Abbildung 2.18 nach EINSLE (Einsle, 2011) dargestellt sind.

Die gemessenen Reifeneigenschaften werden auch als Steifigkeitskennlinien bezeichnet. Ihre Ermittlung erfolgt, indem der gebremste Reifen (mit Rad) in reine Längsrichtung (Ermittlung Längssteifigkeit) oder reine Querrichtung (Ermittlung Quersteifigkeit) quasistatisch verschoben wird. Für die Bestimmung der Längs- und Querkräfte werden Schwellenwerte der erreichten Kraft definiert. Zwischen Null und dieser Schwelle erfolgt die Bestimmung der Steifigkeit durch lineare Regression (Einsle, 2011). Die in Abbildung 2.18 nach EINSLE (Einsle, 2011) dargestellten Kennlinien weisen eine hohe Abhängigkeit der maximal übertragbaren Längs- und Querkraft von der Radlast auf. Auffällig ist, dass die Längssteifigkeit ca. 50 % höher als die Quersteifigkeit ist. Der Vergleich von Längs- und Querkräften zeigt, dass in beiden Richtungen ähnlich hohe maximale Kräfte erreicht werden. Nach EINSLE liegt dies im nahezu richtungsunabhängigen Gleitreibungskoeffizienten bei gleicher Bodendruckverteilung und quasistatischer Verformung begründet (Einsle, 2011).

Die Translation des Reifens ist ähnlich wie die beim Parkieren im Stand. Es ist somit möglich dass der Reifen, je nach Betriebsbedingungen und Reifeneigenschaft, die maximal übertragbaren Reifenkräfte nicht erreicht. In diesem Fall würden Teile des Reifenlatsches noch an der Fahrbahn haften. Im Gegensatz zur Rotation um die z-Achse wäre somit die Steifigkeit des Reifens eine für das Parkieren im Stand bedeutendere Eigenschaft als die maximal übertragbaren Längs- und

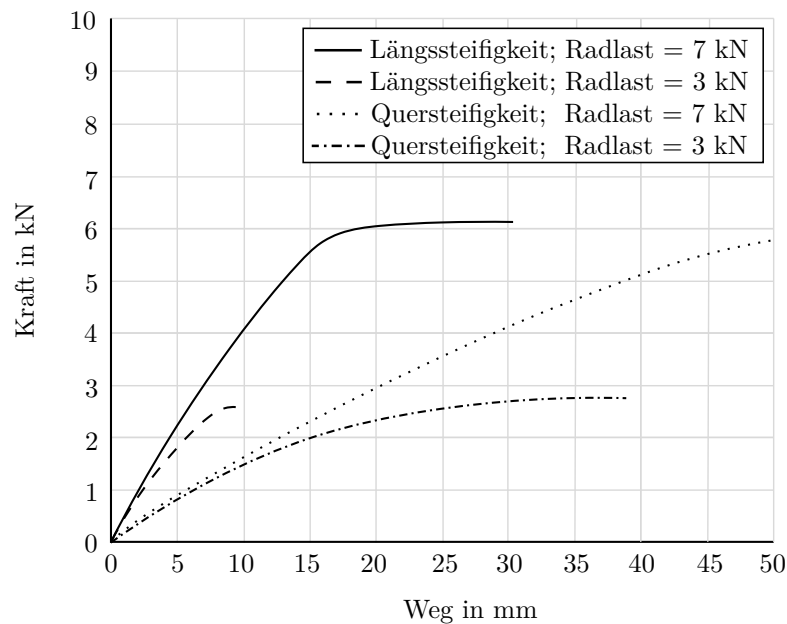


Abbildung 2.18: Längskraft F_x und Querkraft F_y der Reifen bei quasistatischer Verschiebung x des Reifens.

Querkräfte. Im Folgenden werden deshalb die Wirkmechanismen der Längs- und Quersteifigkeiten genauer erläutert.

Längssteifigkeit

Die Längssteifigkeit (auch „Longitudinalsteifigkeit“) eines Reifens enthält auch Eigenschaften der Kopplung zwischen Felge und Gürtel (Einsle, 2011). Zusätzlich beinhaltet der Wert die Reifenprofilsteifigkeit in Längsrichtung, welche bei modernen Reifen durch ausgeprägte Längsprofilrillen sehr hoch ist (Einsle, 2011).

Nach EINSLE (Einsle, 2011) weist die Längssteifigkeit eine relativ geringe Abhängigkeit von der Radlast auf. Bei einer Erhöhung des Fülldrucks um 0,5 bar steigt sie um ca. 10%. Der Einfluss des Sturzes auf die Längssteifigkeit ist hingegen komplexer. Bei geringem Fülldruck führen 4° Sturzerhöhung zu einem leichten Anstieg (5%) der Steifigkeit, wohingegen bei höherem Fülldruck die Längssteifigkeit unter Sturz abfällt (Einsle, 2011). Ursache hierfür ist die veränderte Seitenwandgeometrie des Reifens, welche bei höherem Fülldruck stärker vorgespannt ist. Dadurch kantet der Reifen stärker auf, wodurch sich eine deutlich kleinere Aufstandsfläche ausbildet (Einsle, 2011).

Quersteifigkeit

Die gemessene Quersteifigkeit (auch „Lateralsteifigkeit“) beinhaltet auch die Steifigkeit des Reifengürtels gegenüber der Felge bei einer Verdrehung um die x -Achse. Sie wird maßgeblich von dem Reifenaufbau und der Reifenflankenhöhe beeinflusst. Der Reifenaufbau, wozu die Profilgestaltung sowie Biegesteifigkeit des Übergangs aus Reifengürtel zur Seitenwand zählt, weist dabei den dominanten Einfluss auf (Einsle, 2011). So zeigen beispielsweise Reifen mit einer geringen Flankenhöhe nicht zwingend die höchste Quersteifigkeit (Einsle, 2011).

Analog zur Längssteifigkeit ist auch die Lateralsteifigkeit in geringem Maße von der Radlast abhängig. Nach EINSLE in (Einsle, 2011) ist der Einfluss eines um 4° erhöhten Sturzwinkels bei niedrigen Fülldrücken ebenfalls marginal. Eine Erhöhung des Fülldrucks um 0,5 bar führt hingegen zu einer Erhöhung der Quersteifigkeit von ca. 15 %.

Einflussparameter der Längs- und Quersteifigkeit

Tabelle 2.2 stellt eine Übersicht verschiedener Einflussparameter auf die Längs- und Quersteifigkeit sowie die entsprechenden Literaturverweise dar. Hierbei erfolgt die Analyse der Steifigkeiten bei einer rein quasistatischen Translation in Längs- oder Querrichtung. Es ist bisher keine Literatur bekannt, in der die Steifigkeiten bei einer gleichzeitigen Bewegung in Längs- und Querrichtung oder einer parallel erfolgenden Rotation des Reifens um die z -Achse gemessen wurde.

Tabelle 2.2: Einflussparameter der Längs- und Quersteifigkeit.

Parameter	Längssteifigkeit	Quersteifigkeit	Literaturverweis
Radlast \uparrow	\nearrow	\leftrightarrow	(Einsle, 2011; Sun et al., 2019; Selig et al., 2014)
Fülldruck \uparrow	\nearrow	\uparrow	(Einsle, 2011; Sun et al., 2019; Loeb et al., 1990; Selig et al., 2014)
Sturz \uparrow	\leftrightarrow	\searrow	(Einsle, 2011)
Flankenhöhe \uparrow	\leftrightarrow	\leftrightarrow	(Einsle, 2011)

2.3.5 Objektive Reifenentwicklung

In der frühen Fahrzeugkonzeptphase sind die für die Prognose der Zahnstangenkraft relevanten Reifen noch in der Entwicklung, weshalb diese für eine Messung und Parametrierung von Reifenmodellen nicht zur Verfügung stehen. Im Rahmen der objektiven Reifenentwicklung werden jedoch funktionale Reifeneigenschaften des Entwicklungsreifens definiert, anhand derer die Parametrierung der Reifenmodelle durchgeführt werden könnte. Es wäre somit möglich, mit Hilfe der objektiven Reifenentwicklung auch in der frühen Phase und ohne Messung der Reifen eine Simulation der maximalen Zahnstangenkraft durchzuführen. In diesem Abschnitt werden die Grundlagen der objektiven Reifenentwicklung und der funktionalen Reifeneigenschaften erläutert sowie deren lenkungsauslegungsrelevanten Zielkonflikte aufgezeigt.

2.3.5.1 Funktionale Reifeneigenschaften

In der Vergangenheit wurden die für ein bestimmtes Fahrzeug geforderten Reifenziele ausschließlich in Form von subjektiven Bewertungsindizes definiert. Diese Bewertung erfolgt bei einer Testfahrt mit einem Fahrzeugprototyp oder einem Fahrzeugvorgänger. Die Reifen jeder Entwicklungsschleife wurden dabei durch Versuchsfahrer des Fahrzeugherstellers subjektiv bewertet und das Ergebnis jeweils an den Reifenhersteller zurückgemeldet. Der Entwicklungsprozess war abgeschlossen, sobald die im Lastenheft vereinbarten subjektiven Bewertungsindizes vollständig erfüllt waren (Leister, 2015; Gutjahr, 2014). Ein wesentlicher Nachteil dieser Vorgehensweise ist der große zeitliche und personelle Aufwand durch die sehr hohe Anzahl an Entwicklungsschleifen. Darüber hinaus sind in Einzelfällen Abweichungen zwischen den Subjektivbewertungen von Fahrzeug- und Reifenhersteller möglich.

Als Ergänzung zur subjektiven Fahrzeugbeurteilung wird bereits seit mehreren Jahrzehnten an Methoden zur objektiven Beschreibung des Fahrzeugverhaltens gearbeitet (Decker, 2009; Zomotor

et al., 1998). Dabei werden Korrelationen zwischen den Subjektivurteilen von Versuchsfahrern und den Messdaten von Fahrzeugsensoren hergestellt. Mit Hilfe dieser Erkenntnisse können darauf folgende Subjektivbewertungen einerseits objektiv validiert und andererseits durch Simulationen virtuell prognostiziert werden.

Die Wechselwirkungen zwischen den querdynamischen Reifeneigenschaften, dem Fahrzeugverhalten sowie den jeweiligen Subjektivurteilen werden in (Gutjahr, 2014) ausführlich analysiert. Auf dieser Grundlage wurde durch NIEDERMEIER (Niedermeier, 2015; Niedermeier et al., 2013a; Niedermeier et al., 2013b) und PECKELSEN (Peckelsen, 2017) die Reifenentwicklung auf der Basis sogenannter FTC (engl. „Functional Tire Characteristics“) eingeführt. Die FTC sind an Prüfständen messbare, objektive Kenngrößen zur Beschreibung des Reifenverhaltens. Neben den für die Fahrdynamik relevanten Reifeneigenschaften beinhaltet diese Definition auch sämtliche Kenngrößen weiterer Themengebiete, welche für die Reifenentwicklung von Bedeutung sind. Für die Lenkungsauslegung ist der FTC „maximales Bohrmoment“ relevant, da dieser das maximale Bohrmoment (vgl. Abbildung 2.17a) in Abhängigkeit der Radlast (Einheit $\frac{Nm}{N}$) beschreibt. Eine Methode zur Korrelation der einzelnen FTC sowie deren Zusammenhang mit den Reifendimensionen wurde von STRIGEL in (Strigel, 2023) entwickelt.

2.3.5.2 Reifenentwicklungsprozess

Die einzelnen Schritte in der Reifenentwicklung sind in Abbildung 2.19 veranschaulicht.

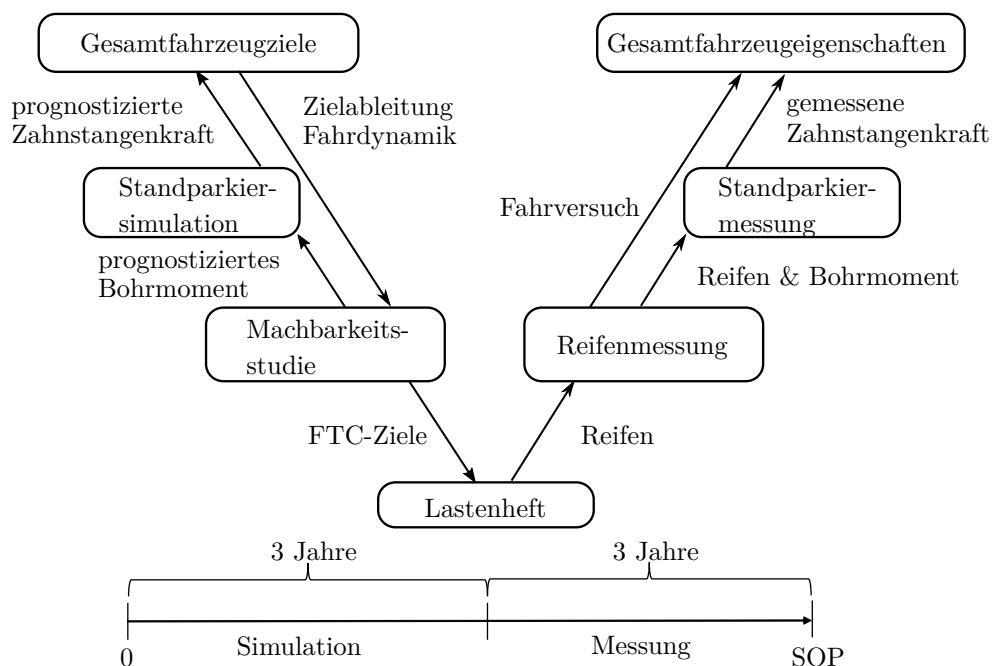


Abbildung 2.19: Reifenentwicklungsprozess mit dem Fokus auf dem lenkungsauslegungsrelevanten Bohrmoment.

Der Reifenentwicklungsprozess beginnt ca. sechs Jahre vor Produktionsbeginn, kurz „SOP“, eines neuen Fahrzeugs. Zu Beginn dieser Phase werden die für die Zielerreichung der Fahrphysik-

genschaften benötigten FTC¹⁴ simulativ anhand von objektiven Gesamtfahrzeugeigenschaften ermittelt. Basierend auf der Arbeit von STRIGEL (Strigel, 2023) erfolgt dann die Bestimmung der Reifendimensionen, welche für die Realisierung dieser FTC als geeignet erachtet werden. In diesem Schritt werden zudem weitere FTC wie beispielsweise Rollwiderstand, Pass By Noise oder das maximale Bohrmoment ermittelt. Das hierbei prognostizierte maximale Bohrmoment dient als Basis für die in Abschnitt 2.5.4 beschriebene simulative Prognose der maximalen Zahnstangenkraft. Wird das gesamte FTC-Set als realisierbar („baubar“) betrachtet und werden mit diesem die Gesamtfahrzeugziele¹⁵ erreicht, erfolgt deren Festlegung im Reifenlastenheft. Die Lastenheftanforderungen, welche neben den FTC auch die subjektiven Reifenziele enthalten, werden gemeinsam mit dem Reifenhersteller ca. drei Jahre vor SOP abgestimmt. Das auf dieser Grundlage vereinbarte finale Lastenheft ist ab diesem Zeitpunkt für beide Seiten bindend und es erfolgt die Reifenentwicklung beim Reifenhersteller. Sobald die ersten Entwicklungsreifen produziert sind, werden deren FTC auf dem Reifenprüfstand gemessen. So wird unter anderem auch das maximale Bohrmoment ermittelt und auf Einhaltung der Lastenheftanforderungen geprüft. Die Reifenentwicklung ist abgeschlossen, sobald die im Lastenheft festgelegten FTC sowie die Ziele der subjektiven Reifenbewertung erreicht sind.

2.3.5.3 Zusammenhänge und Zielkonflikte der funktionalen Reifeneigenschaften

Einer der anspruchsvollsten Schritte im soeben beschriebenen Reifenentwicklungsprozess ist die Definition der FTC-Ziele, da diese teilweise in einem Zielkonflikt zueinander stehen. In diesem Abschnitt werden die von STRIGEL in (Strigel, 2023) ermittelten Zusammenhänge im Hinblick auf den FTC „maximales Bohrmoment“ erläutert und in Abbildung 2.20 veranschaulicht. Je höher der Betrag des maximalen Bohrmoments dabei zu einem anderen FTC ist, desto höher ist auch die Korrelation. Ist ein Wert negativ, so handelt es sich um eine gegenläufige Korrelation.

	Vertikalsteifigkeit in N/mm	Schräglaufsteifigkeit in N/°	Reibwert quer	Einlauflänge in m	Aligning Stiffness in Nm/°	Sturzsteifigkeit in N/°	Reibwert längs in N/N	Bohrmoment in Nm/kN	Rollwiderstand in N/kN
Vertikalsteifigkeit in N/mm									
Schräglaufsteifigkeit in N/°									
Reibwert quer									
Einlauflänge in m	-0.61	0.12							
Aligning Stiffness in Nm/°		0.66		0.24					
Sturzsteifigkeit in N/°		0.30		0.31					
Reibwert längs in N/N		-0.16	0.28	-0.06	-0.21				
Bohrmoment in Nm/kN			0.37		-0.15		3.08		
Rollwiderstand in N/kN					-0.38	-0.41			

Abbildung 2.20: Korrelation der funktionalen Reifeneigenschaften (FTC) nach STRIGEL (Strigel, 2023).

¹⁴Für die Fahrdynamik relevante funktionale Reifeneigenschaften sind beispielsweise der maximale Reibwert des Reifens in Längs- oder Querrichtung sowie die Schräglaufsteifigkeit.

¹⁵Gesamtfahrzeugziele sind beispielsweise die zu erreichenden Fahrdynamikeigenschaften des Entwicklungsfahrzeugs oder die maximalen Kosten, welche unter anderem von der maximalen Zahnstangenkraft beeinflusst werden.

Die statistische Analyse der Zusammenhänge deutet auf eine positive Korrelation der maximalen Reibwerte in Längs- und Querrichtung mit dem auf die Radlast normierten maximalen Bohrmoment hin. Dies liegt daran, dass die maximalen Längs- und Querkräfte, ebenso wie das Bohrmoment, maßgeblich von der Gummimischung und der Bodendruckverteilung beeinflusst werden. Diese Korrelation führt jedoch zu einem bedeutenden Zielkonflikt in der Reifenentwicklung. Während die maximalen Längs- und Querkräfte für die Erreichung der Fahrdynamikziele möglichst hoch sein sollten, ist für die Kosten des Lenksystems ein geringeres Bohrmoment von Vorteil.

Der beschriebene Zielkonflikt führt dazu, dass die Fahrdynamikziele sowie die Kostenziele während der Fahrzeugentwicklung des öfteren durch einen Abgleich angepasst werden müssen und die Bestimmung der FTC iterativ erfolgt (vgl. Abbildung 2.19).

2.4 Lenkung

In diesem Abschnitt werden die Grundlagen der Lenkung vermittelt, da diese die Basis für die Motivation dieser Arbeit darstellen. Zu Beginn wird die Funktion der Lenkung sowie die Lenkinematik erläutert, ehe eine Übersicht der verschiedenen elektromechanischen Hilfskraftlenkungen erfolgt. Der Abschnitt schließt mit den relevantesten Anforderungen und dem Zielkonflikt, in welchem diese zueinander stehen.

2.4.1 Funktion

Im Rahmen der Fahrzeugentwicklung wird ein besonderes Augenmerk auf die Fahrdynamik, den Fahrkomfort und die Fahrsicherheit gelegt. Ein ausschlaggebender Teil der Fahrdynamik wird dabei durch das Lenkverhalten bestimmt, welches wiederum maßgeblich durch das Lenksystem geprägt ist. Die Hauptaufgabe des Lenksystems besteht darin, durch den vom Fahrer vorgegebenen Lenkradwinkel die Räder einzuschlagen und somit eine adäquate Fahrtrichtungsänderung umzusetzen (Pfeffer et al., 2013).

Neben der Möglichkeit, das Fahrzeug gezielt querdynamisch zu beeinflussen, stellt die Lenkung eine wichtige Informationsquelle für den Fahrer dar. Das Lenkgefühl ist essentiell für ein sicheres und präzises Steuern eines Fahrzeugs, da der Fahrer über das Handmoment Rückschlüsse auf den momentanen Rad-Straße-Kontakt zieht. Zudem prägt das Lenkgefühl das Komfortempfinden entscheidend (Schramm et al., 2020). Ein Teil des Zielkonflikts zwischen Komfort, Agilität und Fahrbahnrückmeldung kann durch eine geregelte Lenkhilfe wie Servo Aktuatoren aufgelöst werden. Diese erfolgt hydraulisch, elektrohydraulisch oder elektrisch (Pischinger et al., 2016).

Entwicklungen wie die elektrische Servolenkung, kurz EPS (engl. „electronic power steering“), haben in der jüngeren Vergangenheit dazu geführt, dass die Lenkung auch für verschiedene Sicherheits- und Assistenzfunktionen eingesetzt werden kann (Schramm et al., 2020). Werden Regeleingriffe, etwa durch das ESP, außer Acht gelassen und Durchschnittsfahrer zu Grunde gelegt, so erfolgt die gezielte Querführung eines Fahrzeugs ausschließlich durch das Lenksystem. Damit ist die Lenkung eines der wichtigsten Teilsysteme jedes Kraftfahrzeugs (Schramm et al., 2020).

2.4.2 Lenkinematik

In diesem Abschnitt werden die Grundlagen der Lenkinematik mit dem Fokus auf die maximal an der Zahnstange wirkende Kraft erläutert. Es wird dabei von einer ebenen Kinematik, basierend

auf (Schramm et al., 2020), ausgegangen. Eine ausführliche Beschreibung sowie Berechnung der lenkkinematischen Kenngrößen ist in (Schramm et al., 2020) beschrieben, während die Herleitung eines räumlichen kinematischen Modells in (Matschinsky, 2007) und (Pfeffer et al., 2013) erfolgt.

Bei modernen Straßenfahrzeugen werden fast ausschließlich die Vorderräder mit der so genannten Achsschenkellenkung mit Lenkdreieck gelenkt, wie in Abbildung 2.21 dargestellt ist (Pfeffer et al., 2013). Das Lenkgetriebe wandelt hierbei, typischerweise unterstützt von einem Elektromotor, den vom Fahrer am Lenkrad erzeugten Lenkwinkel in eine Schubbewegung der Zahnstange um. Diese überträgt dann über die Spurstangen die Kräfte auf den Radträger, welcher sich um den Drehpunkt D_M dreht (Dudziński, 2005).

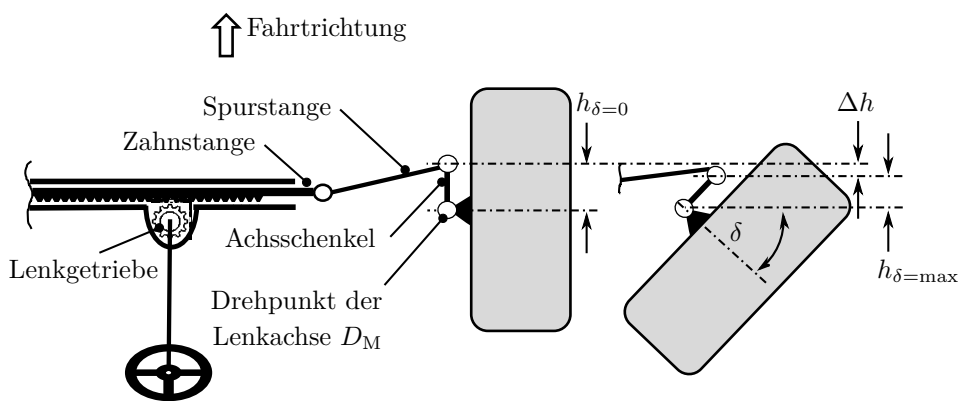


Abbildung 2.21: Vereinfachte Darstellung einer Achsschenkellenkung mit Lenkdreieck in Anlehnung an PFEFFER (Pfeffer et al., 2013). Neutralstellung der Räder (links) und maximale Auslenkung des rechten Rades (rechts).

Aufgrund der Kinematik des Lenkgestänges wirken, abhängig vom jeweiligen Lenkwinkel, unterschiedliche Hebelverhältnisse. Diese führen zu einer Übersetzung des Lenkgestänges, die sich abhängig vom Lenkwinkel ändert (Schramm et al., 2020). Für die Variante der Zahnstangenlenkung kann die Lenkgestängeübersetzung für das kurveninnere ki und -äußere ka gelenkte Rad als Verhältnis der Zahnstangenbewegung dx_{ZST} zur Raddrehung $d\delta$ angegeben werden (Schramm et al., 2020):

$$i_{LZ} = \frac{dx_{ZST}}{d\delta} \quad (2.1)$$

Im Bereich kleiner Lenkwinkel weisen die kinematischen Veränderungen am Rad und die dadurch veränderlichen Hebelverhältnisse oft nur geringe Auswirkungen auf die wirkenden Übersetzungsverhältnisse auf (Schramm et al., 2020). Bei großen Lenkwinkeln, wie sie oft im Bereich von Parkiervorgängen auftreten, spielen sie allerdings eine entscheidende Rolle. Denn bei einem hohen Zahnstangenhub und der damit verbundenen großen Auslenkung verringert sich der Lenkhebel h um den Wert Δh . Dadurch steigt die zur Auslenkung des Rades notwendige Kraft, was dazu führt, dass die Zahnstangenkraft ihren Maximalwert in den Endanschlügen ($\varphi = \hat{\varphi}$) der Lenkung erreicht.

Bei einer genauen Betrachtung des Lenkgestänges und der wirkenden Hebelverhältnisse muss berücksichtigt werden, dass die Bauteile des Lenkgestänges (im Vergleich zur Zahnstange) eine merkliche Elastizität aufweisen. Diese lässt eine Verschiebung der relevanten Gelenkpunkte zu, auch ohne dass die Zahnstange verschoben wird, wodurch sich der resultierende Lenkwinkel ändert. Die Lenkübersetzung ist somit auch abhängig von den jeweiligen wirkenden Kräften (und damit vom Fahrzustand). Je nach der Belastungssituation am Rad können sich relevante kinematische Größen der Radaufhängung (des Lenkgestänges) ändern. (Schramm et al., 2020)

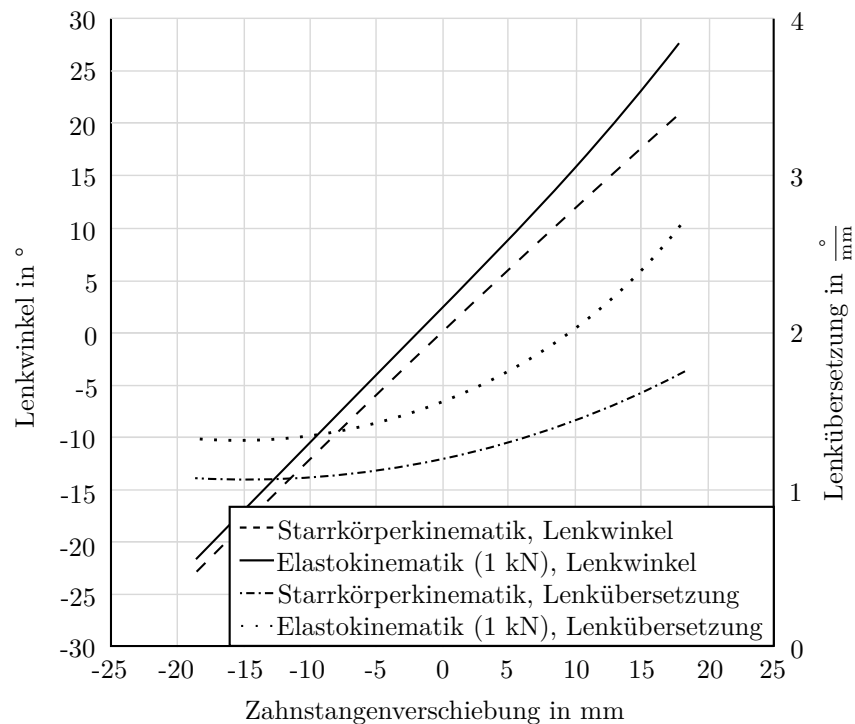


Abbildung 2.22: Lenkübersetzung des Lenkgestänges in Abhängigkeit von der Zahnstangenposition. Dargestellt sind die Größen der linken Seite. Die Kraftangaben beziehen sich auf die Querkraft (Schramm et al., 2020).

Abbildung 2.22 zeigt exemplarisch den Lenkwinkel und die Lenkübersetzung sowohl für eine Starrkörper- als auch für eine Elastokinematik nach SCHRAMM (Schramm et al., 2020). Es wird ersichtlich, dass die Elastizität in gewissen Bereichen einen deutlichen Einfluss auf die Lenkgestängeübersetzung und somit auf die sich ausbildende Zahnstangenkraft beim Parkieren im Stand aufweist. Im Rahmen des Fahrzeugentwicklungsprozesses wird bei der BMW-Group die Lenkgestängeübersetzung mit Hilfe eines elastokinematischen Mehrkörpersimulationsmodells berechnet. Diese Art der Modellierung erlaubt eine detaillierte Betrachtung der kinematischen Größen auch bei veränderlichen Reifeneigenschaften und Radlasten (Schramm et al., 2020).

2.4.3 Elektromechanische Hilfskraftlenkung

Die zum Lenken der Räder und somit zur Verschiebung der Zahnstange benötigte Kraft ist sehr hoch und kann vom Fahrer nur schwer und unter hohen Einbußen des wahrgenommenen Komforts aufgebracht werden. Deshalb unterstützt die Hilfskraftlenkung den Fahrer beim Lenken durch eine additiv auf die Lenkung wirkende Kraft. So kann auch bei modernen, sehr schweren

Fahrzeugen mit akzeptablen Lenkübersetzungen gleichzeitig eine komfortable Handkraft erreicht werden (Schramm et al., 2020). Die maximale Zahnstangenkraft bestimmt dabei maßgeblich die Wahl der Hilfskraftlenkung, deren bekannteste Vertreter in diesem Abschnitt erläutert werden.

Die Hilfskraftlenkungen können in hydraulische, pneumatische und elektrische Systeme unterteilt werden (Pfeffer et al., 2013). Bei den PKW-Lenkensystemen hat sich ein Wandel von hydraulischen zu rein elektrisch betriebenen Lenksystemen (EPS) vollzogen. Bei diesen wird die Unterstützungskraft durch einen Elektromotor erzeugt, der über das Bordnetz gespeist wird.

Der Vorteil von elektrischen Servolenkungen gegenüber den hydraulischen Lenksystemen ist, dass sie bedarfsgerecht angesteuert werden können. Es handelt sich um so genannte „Power-On-Demand“ Systeme, die nur Energie benötigen, wenn auch gelenkt wird (Pfeffer et al., 2013). Daraus resultiert eine im Durchschnitt sehr geringe Energieaufnahme, woraus niedrigere CO₂-Emissionen resultieren (Pfeffer et al., 2013). Weitere Vorteile im Vergleich zu einer hydraulischen Hilfskraftlenkung sind weniger Einzelteile, eine einfache Montierbarkeit sowie die Darstellung zusätzlicher Funktionen¹⁶ (Heißing, 2008). Zudem kann mit Hilfe eines EPS-Lenkungssystems der Zielkonflikt zwischen Komfort, Agilität und Fahrbahnrückmeldung durch eine Regelung der Aktuatoren besser aufgelöst werden (Pischinger et al., 2016).

Es existieren verschiedene Varianten der EPS, wobei das grundsätzliche Funktionsprinzip immer identisch ist. Ein Steuergerät erfasst mit Hilfe eines Drehmomentsensors die Handkraft des Fahrers und berechnet daraus, unter Berücksichtigung zusätzlicher Fahrzeuginformationen¹⁷, ein entsprechendes Sollunterstützungsmoment für einen Elektromotor. Dieser wird von einer entsprechenden Leistungsendstufe angesteuert und leitet sein Abgabemoment über eine oder mehrere Getriebestufen an die Lenkung weiter (Winner, 2015). Die Art und Auslegung der Getriebestufen richtet sich dabei hauptsächlich nach den Anforderungen des Lenksystems bezüglich des Einbauraums und der zu erreichenden maximalen Lenkunterstützung (Winner, 2015).

Abbildung 2.23 stellt die gebräuchlichen EPS Varianten und deren Einsatzgebiete in den unterschiedlichen Fahrzeugklassen dar. Die Bauweisen werden nach dem Einbauort des elektromechanischen Aktors sowie dessen Anbindung an die Lenkung in die nun folgenden Systeme kategorisiert (Schramm et al., 2020):

- **EPS Column**

Bei der EPS Column¹⁸, auch als „EPSc“ bezeichnet, wird die Unterstützungskraft der Servoeinheit direkt an die Lenksäule übertragen (Schramm et al., 2020). Die Servoeinheit ist, im Gegensatz zu anderen EPS-Varianten, im Fahrzeuginnenraum angeordnet. Dadurch sind die Anforderungen hinsichtlich Verschmutzung oder klimatischer Bedingungen geringer als bei einem Einbauort im Motorraum (Winner, 2015). Die Bauform der Elektrolenkung an

¹⁶Dies können Komfort-, Sicherheits- und Assistenzfunktionen sein (Schramm et al., 2020). Beispiele sind Einparkassistenten, bei denen über einen Lenkungsingriff das Fahrzeug automatisch in eine Parklücke rangiert wird. Weiterhin seien auch Systeme wie das Lane Departure Warning genannt, das bei einem unbeabsichtigten Verlassen der Fahrbahn den Fahrer über Momentenüberlagerung am Lenkrad warnt. Funktionen wie das erwähnte Lane Departure Warning leisten somit auch einen Beitrag zur Verbesserung der Verkehrssicherheit (Pfeffer et al., 2013).

¹⁷Ein Beispiel wäre hier die Fahrzeuggeschwindigkeit. Anhand dieser Information könnte die Intention des Fahrers, im Stand zu lenken, erkannt werden. Entsprechend der hohen bei diesem Manöver geforderten Lenkungs Kräften kann dann ein hohes Sollunterstützungsmoment bestimmt werden.

¹⁸Das Wort „Column“ ist hierbei der englische Begriff für die Lenksäule.

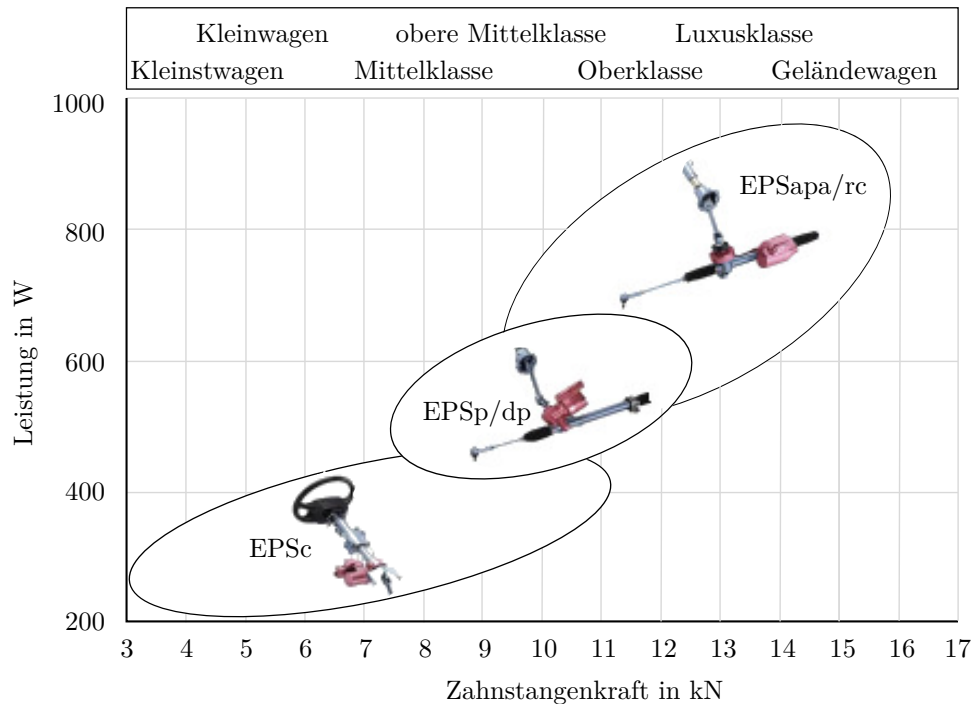


Abbildung 2.23: Einsatzgebiete von Lenksystemen in verschiedenen Fahrzeug- und Leistungsklassen in Anlehnung an (Pfeffer et al., 2013).

der Lenksäule eignet sich insbesondere für geringe Anforderungen an Unterstützungskräfte, da die Anbindung an das Lenkgestänge insgesamt im Vergleich zu den anderen EPS-Varianten keine hohe Steifigkeit aufweist (Schramm et al., 2020). Während die EPSc zunächst ausschließlich bei Kleinst- und Kleinwagen eingesetzt wurde, findet sie mittlerweile auch in Mittelklassefahrzeugen ihre Anwendung (Pfeffer et al., 2013).

- **EPS Pinion**

Bei der EPS Pinion¹⁹, kurz „EPSp“, wird das vom Elektromotor erzeugte Unterstützungsmoment mittels eines Schneckengetriebes direkt auf das Lenkritzel und die Zahnstange übertragen. Obwohl die Bauform dieser Lösung kompakt ist, sind die Packagemöglichkeiten dieses Systems eingeschränkt, da die Servoeinheit nur um die Achse des Lenkritzels gedreht werden kann (Pfeffer et al., 2013). Gegenüber der EPSc ist die mechanische Anbindung der Lenkunterstützung an die Zahnstange steifer. Dies führt neben einer möglichen höheren Unterstützungsleistung auch zu einer Verbesserung der Lenkpräzision (Winner, 2015).

- **EPS Dual Pinion**

Bei der EPS Dual Pinion²⁰, kurz „EPSdp“, welche auch als „EPSdp“ bezeichnet wird, wirkt die Kraft des Servomotors wie bei der EPSc über ein Schneckengetriebe auf ein Ritzel. Dieses ist jedoch an einer zweiten, separaten Verzahnung auf der Zahnstange angeordnet (Winner, 2015). Die Lage der Servoeinheit lässt sich individuell jeweils um 360° in radialer Richtung zur Zahnstangen- und Antriebsritzel-Achse positionieren. Hierdurch wird eine An-

¹⁹Das Wort „Pinion“ ist hierbei der englische Begriff für das Ritzel.

²⁰Die Bezeichnung „Dual Pinion“ ist hierbei der englische Begriff für Doppelritzel.

passung der Lenkung auch an sehr schwierige Einbauräume ermöglicht. Dadurch dass das Antriebsritzel von dem Lenkungsritzel unabhängig ist, lassen sich die unterschiedlichen Zielsetzungen dieser beiden Ritzelstufen berücksichtigen und somit bezüglich Komfort, Leistung und Lebensdauer optimieren (Schramm et al., 2020). Durch den Einsatz unterschiedlicher Ritzelübersetzungen wird hierbei auch eine Leistungssteigerung um 10 % bis 15 % gegenüber der ESPd ermöglicht (Pfeffer et al., 2013).

- **EPS APA**

Bei der EPS APA²¹, oder auch „EPSapa“, wird die vom Elektromotor erzeugte Servounterstützung mit einer Kombination aus Kugelgewindetrieb und Zahnriemengetriebe auf die Zahnstange übertragen. Dabei wandelt der Kugelgewindetrieb die rotatorische Bewegung des Motors in eine translatorische Bewegung der Zahnstange. Dieser Getriebetyp erfordert, dass der Motor immer parallel zur Zahnstange angeordnet werden muss. Die Servoeinheit kann unter dieser Bedingung beliebig um die Zahnstange gedreht werden, woraus sich eine optimale Nutzung des Einbauraumes im Fahrzeug ergibt (Pfeffer et al., 2013). Diese EPSapa arbeitet spielfrei und dadurch sehr präzise. Aufgrund der guten Kraftübertragungseigenschaften des Kugelgewindes weist sie zudem einen sehr hohen mechanischen Wirkungsgrad auf. Über die entsprechende Auslegung und Wahl der Übersetzungsverhältnisse kann mit einem solchen Lenkgetriebe die Leistung der Lenkung an das Zielfahrzeug angepasst werden. Mit diesem EPS-Konzept ist es möglich, die zur Verfügung stehende Motorleistung individuell entweder für hohe Zahnstangenkräfte oder hin zu hoher Lenkdynamik anzupassen (Winner, 2015). Somit reicht der Einsatzbereich dieser Lenkung vom dynamischen Sportwagen über obere Mittelklassewagen bis hin zu Hochlastfahrzeugen wie zum Beispiel Fahrzeuge der Luxusklasse oder Geländewagen.

- **EPS Rack Concentric**

Die EPS Rack Concentric,²² auch als „EPSrc“ bezeichnet, unterscheidet sich von der EPS APA dadurch, dass die Drehbewegung des Elektromotors ohne weitere Getriebestufe direkt an den Kugelgewindetrieb gegeben wird. Die direkte Anbindung an die Zahnstange ermöglicht eine sehr hohe Dynamik und Lenkpräzision. Da keine weitere Getriebestufe vorhanden ist, muss der eingesetzte Motor im Vergleich zum Motor einer EPS APA ein erhöhtes Drehmoment auch bei niedrigen Drehzahlen aufweisen (Winner, 2015). Durch die konzentrische Anordnung ist die EPSrc zwar sehr kompakt im Aufbau, jedoch kann der Motor mit Kugelgewindetrieb bei diesem System nur in einem geringen Maß axial zur Zahnstange verschoben werden (Pfeffer et al., 2013). Der Einsatzbereich und der Grad der Lenkleistungsunterstützung sind mit denen der EPSapa vergleichbar.

Die einzelnen Komponenten der beschriebenen Lenkungskonzepte können, je nach Anforderungen an die benötigte Lenkleistung und unter Berücksichtigung der Grenzen des Lenkungskonzepts, unterschiedlich dimensioniert werden. So stehen beispielsweise für ein Lenkungskonzept häufig mehrere Leistungsvarianten oder verschiedene Zahnstangendurchmesser zur Verfügung. Dies ermöglicht eine bedarfsgerechte Lenkungsauslegung, bei der Anforderungen an den Komfort und die Betriebsfestigkeit erfüllt werden und eine Überdimensionierung, welche zu unnötigen Kosten führt, verhindert wird.

²¹Die Bezeichnung „APA“ ist hierbei die Abkürzung von „axis parallel“, dem englischen Begriff für achsparallel.

²²Die Bezeichnung „Rack Concentric“ ist hierbei der englische Begriff für achskonzentrisch.

In diesem Abschnitt wurden die verschiedenen lenkungsauslegungsrelevanten EPS Varianten vorgestellt. Die Auswahl des Lenkungskonzepts für ein zu entwickelndes Fahrzeug erfolgt anhand spezifischer Anforderungen, die im folgenden Abschnitt erläutert werden.

2.4.4 Anforderungen

Die Lenkungsauslegung ist von vielfältigen Anforderungen und Zielkonflikten geprägt (Schramm et al., 2020). Zu den Anforderungen zählen nach PFEFFER (Pfeffer et al., 2013) Funktion und Lenkgefühl, Package, Gewicht, Kosten, Qualität, Energie und Umwelt, Akustik und Schwingungen, Systemsicherheit und gesetzliche Anforderungen. Im folgenden Abschnitt werden die für den Zielkonflikt der maximalen Zahnstangenkraft bedeutendsten Anforderungen „Funktion und Lenkgefühl“, „Kosten“ sowie „Systemsicherheit“ erläutert.

- **Funktion und Lenkgefühl**

Beim Lenkgefühl handelt es sich um die subjektive Wahrnehmung des dynamischen Verhaltens des Fahrzeugs auf die durch den Fahrer hervorgerufene Eingabe am Lenkrad. Es untergliedert sich in das Führungsverhalten und das Rückmeldeverhalten (Pfeffer et al., 2013).

Das Führungsverhalten ist die Fähigkeit des Fahrzeugs, die vom Fahrer vorgegebene und durch das Lenksystem eingeleitete Kursänderung unverzüglich und durch eine vom Fahrer vorhersehbare Reaktion umzusetzen. Der über das Lenkrad vorgegebene Lenkwinkel muss hierfür über eine stetige Funktion mit dem Radwinkel korrelieren. Dies bedeutet, dass die Lenkübersetzung keine Sprünge in ihrem Verlauf aufweisen darf (Pfeffer et al., 2013). Eine wichtige Anforderung ist hierbei auch ein geringes Lenkradmoment, welches einen großen Beitrag auf den vom Fahrer wahrgenommenen Komfort leistet. Sollte beispielsweise die Lenkung bei einem Parkvorgang durch eine zu geringe Hilfskraft und durch zu hohe an der Zahnstange wirkende Kräfte schwergängig sein, wird dies vom Fahrer als unkomfortabel wahrgenommen. Bei einer zu geringen Lenkungsunterstützung besteht zudem die Möglichkeit, dass die Handkraft des Fahrers nicht ausreicht, um in den maximalen Endanschlag lenken zu können. In diesem Fall können die Räder nicht maximal eingeschlagen werden, wodurch sich der Wendekreis des Fahrzeugs erhöht.

Durch das anliegende Lenkradmoment erhält der Fahrer Informationen über aktuelle Radlast-, Rollwiderstands- und Seitenkraftänderung. Dieses Rückmeldeverhalten lässt sich in Nutz- und Störinformationen unterteilen. Erstere unterstützen den Fahrer bei der Fahrzeugführung und geben beispielsweise Rückmeldung über die Haftgrenze der Räder. Zu den Störinformationen gehören periodische Anregungen wie zum Beispiel Bremskraftschwankungen, die jedoch über die Wirkstrecke im Lenksystem möglichst unterdrückt werden (Pfeffer et al., 2013).

- **Kosten**

Der Umstieg von hydraulischen auf elektromechanische Hilfskraftlenkungen führt vor allem bei leistungsstarken Lenksystemen zu einem Kostenanstieg. Die Kostentreiber dabei sind der bürstenlose Gleichstrommotor, das Steuergerät, die Sensorik sowie das notwendige Reduktionsgetriebe, welches die rotatorische Motordrehung in die translatorische Bewegung der Zahnstange umsetzt. Es ist deshalb sinnvoll, standardisierte Bauteile fahrzeugherstellerübergreifend zu definieren, zu entwickeln und einzusetzen. Dies hat zur Folge, dass sich

größere Skaleneffekte und damit Kosteneinsparungen realisieren lassen (Pfeffer et al., 2013). Um diese Skaleneffekte zu erreichen, werden Baukästen für verschiedene Fahrzeugplattformen entwickelt. Es ist jedoch von Bedeutung, Skaleneffekte mit möglicherweise höheren Herstellungskosten abzuwägen. Muss beispielsweise für einen erweiterten Einsatzbereich einer Lenkung der Lenkungsmotor oder die Zahnstange größer dimensioniert werden, können die dadurch entstehenden Mehrkosten höher sein als die Einsparung durch höhere Stückzahlen.

- **Systemsicherheit**

Das Lenksystem ist ein sicherheitsrelevantes Bauteil und unterliegt strengen Anforderungen, welche unter anderem in der DIN EN 61508 festgelegt sind. In Bezug auf Lenksysteme lassen sich die Sicherheitsanforderungen in funktionale, aktuatorische, gesetzliche, und mechanische Sicherheit unterteilen. Insbesondere die Erfüllung der gesetzlichen und mechanischen Anforderungen sind dabei maßgeblich von der Dimensionierung des Lenksystems und der maximal wirkenden Zahnstangenkraft abhängig (Weinrich, 2019). Die gesetzlichen Anforderungen stellen dabei sicher, dass das Fahrzeug unter allen Betriebsbedingungen lenkbar bleibt. Sie sind zum Beispiel in §38 der StVZO und der europäischen Richtlinie ECE-R 79 festgelegt (Ross, 2016).

Die mechanischen Anforderungen betreffen in erster Linie die statische und dynamische Festigkeit. So kann die Spurstange bei dem in dieser Arbeit im Fokus stehenden, kritischsten Belastungsfall des Parkierens im Stand, statische Kräfte von über 18 kN und darüber hinaus erfahren. Für diese Kräfte muss eine ausreichende Festigkeit gewährleistet sein. Dennoch darf das Lenksystem dabei nicht beliebig steif ausgeführt werden, da im Missbrauchsfall durch gezielte Verformung der Spurstange die Radträger, Verschraubungen und vor allem das Lenkgetriebe vor Beschädigung geschützt werden müssen (Pfeffer et al., 2013).

Die genannten Anforderungen an Lenkgefühl, Kosten und Sicherheit stehen im Zielkonflikt. Der Reifen und die Achskinematik sollen die Fahrdynamikziele erfüllen und dem Fahrer ausreichend Rückmeldung zum Fahrzeugzustand bieten. Dies bedingt jedoch Reifen- und Achskinematikeigenschaften, welche zu hohen Zahnstangenkräften und somit aufgrund der Sicherheitsanforderungen zu hohen Kosten führen. So wird beispielsweise ein positives Führungs- und Rückmeldeverhalten von einer hohen Nachlaufstrecke oder einem geringen Wendekreis durch große Radlenkwinkel begünstigt. Beide Werte führen jedoch bei einer Erhöhung zu einem Anstieg der wirkenden maximalen Zahnstangenkraft, wodurch Systemsicherheit und Kosten negativ beeinflusst werden.

Die Auflösung der verschiedenen Zielkonflikte erfolgt anhand des in Abschnitt 2.5.3 beschriebenen Entwicklungsprozesses. Hierbei werden aus Gesamtfahrzeugeigenschaften lenkungsauslegungsrelevante Kenngrößen ermittelt, anhand derer die Anforderungen an ein Lenksystem spezifiziert werden. Die dabei wichtigste Kenngröße ist die maximal an der Lenkung wirkende Zahnstangenkraft. Unter Berücksichtigung der Anforderungen, insbesondere Betriebsfestigkeit, Kosten und Lenkgefühl, bestimmt diese Kenngröße maßgeblich die Wahl des Lenkungskonzepts (vgl. 2.4.3) und die Dimensionierung des Lenksystems (z.B. Zahnstange und EPS-Motor). Die maximal an der Lenkung wirkende Zahnstangenkraft wird bei dem Fahrzeugmanöver „Parkieren im Stand“ ermittelt, welches im folgenden Abschnitt beschrieben wird.

2.5 Parkieren im Stand

In diesem Abschnitt werden nach einer Erläuterung des Manövers und dessen charakteristischer Eigenschaften die dabei bedeutenden Einflüsse und Wechselwirkungen beschrieben. Im Anschluss erfolgt die Einordnung des Manövers in den Lenkungsauslegungsprozess und die hierfür angewandte Simulation sowie Messung.

2.5.1 Manöver und charakteristische Eigenschaften

Während des Parkierens im Stand wird nach RILL (Rill, 2011) und VAN DER JAGT (van der Jagt, 2000) das Lenkrad aus der Neutralstellung in den maximalen Lenkwinkel bewegt, während das Fahrzeug steht und die Bremsen betätigt werden. Bei der BMW Group wird bei diesem Manöver zunächst in den linken, dann in den rechten Endanschlag und schließlich wieder in die Neutralstellung durchgelenkt. Bei der Durchführung ist die Lenkgeschwindigkeit konstant und beträgt ca. $150 \frac{^\circ}{s}$. Da der Lenkradwinkel typischerweise ca. 450° beträgt, liegt die Frequenz des Manövers bei ca. $\frac{1}{12}$ Hz. Beim Lenken aus der Neutralstellung wird der maximale Zahnstangenhub nach ca. 3 s erreicht.

Das Parkieren im Stand weist einige charakteristische Merkmale auf, welche dazu führen, dass bei diesem Manöver die Zahnstangenkräfte ihren höchsten Wert erreichen. Im Gegensatz zu typischen Fahrdynamikmanövern, bei welchen das Fahrzeug in Bewegung ist, sind der Radlenkwinkel und der Radsturz hier besonders hoch.

Der effektive Lenkhebelarm (vgl. Abschnitt 2.4.2) verringert sich bei steigendem Lenkwinkel. Dies führt insbesondere bei hohen Lenkwinkeln dazu, dass die für die Einstellung des Radlenkwinkels aufzubringende Zahnstangenkraft steigt. Mit einem größeren Radlenkwinkel erhöht sich zudem die gewichts- und achskinematikabhängige Gewichtsrückstellung des Fahrzeugs (vgl. Abschnitt 2.2) ihren Höchstwert, da die Reifen maximal ausgelenkt werden.

Für die hohen Lenkungskräfte ist jedoch maßgeblich der besondere Gleitzustand des Reifens verantwortlich (Ma et al., 2016). Bei langsamen Geschwindigkeiten und gleichzeitiger Drehung der gelenkten Räder treten die für die Lenkung relevanten Seitenführungskräfte des Rades in den Hintergrund (Schramm et al., 2020). Beim Parkieren im Stand wird das Rad auf dem Latsch gedreht, wobei auch der Radsturz auf bis zu 10° im Endanschlag steigt. Beim Drehen des Rades gleiten die einzelnen Bereiche des Latsches ohne entsprechende Rollbewegung des Rades über die Fahrbahn. Die Reibkraft zwischen dem Reifen und der Fahrbahn ergibt dann das Bohrmoment, welches die Reifenkräfte und -momente dominiert. Das beim Parkieren hervorgerufene Bohrmoment führt im Vergleich zu den bei bewegtem Fahrzeug wirkenden Seitenkräften zu deutlich höheren Kräften an der Zahnstange und ist somit maßgeblich für besonders hohe Lenkungskräfte beim Parkieren verantwortlich (van der Jagt, 1999).

2.5.2 Einflüsse und Wechselwirkungen

Die Lenkungskräfte werden beim Parkieren von verschiedenen Wirkmechanismen beeinflusst. Abbildung 2.24 zeigt die Zusammensetzung des Rückstellmoments an der Lenkachse, welches über den Spurbel und die Spurstange auf die Zahnstange übertragen wird. Das Rückstellmoment der Lenkung ist dabei die Summe aus drei Wirkmechanismen: Der Reibung in der Lenkung, der Gewichtsrückstellung sowie der Reifenkräfte und -momente (Schmitt, 2003).

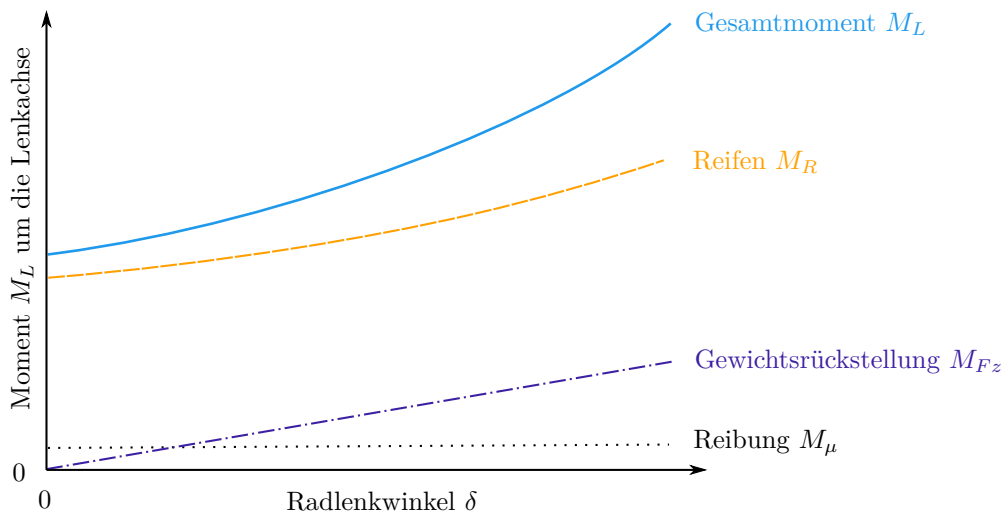


Abbildung 2.24: Zusammensetzung des Rückstellmoments um die Lenkachse beim Parkieren im Stand nach SCHMITT (Schmitt, 2003).

Ein Drehmoment ist erforderlich, um die Reibung in den Kugelgelenken des Radträgers zu überwinden, welche in der Regel über den gesamten Lenkwinkelbereich nahezu konstant ist (Schmitt, 2003).

Das in Abschnitt 2.2 beschriebene Gewichtsrückstellmoment wird durch vertikale Kraftmomente um die Spreizachse erzeugt. Bei einem symmetrischen Fahrzeug sind die Gewichtsrückstellungsmomente vom linken und rechten Rad gleich und bei Neutralstellung der Lenkung entgegengesetzt. Beim Lenken heben sich die vertikalen Kraftmomente jedoch nicht mehr gegenseitig auf, da der Radlasthebelarm (vgl. Abschnitt 2.4.2) von Seite zu Seite variiert. Daraus ergibt sich ein Nettodrehmoment, welches mit steigendem Lenkwinkel nahezu linear zunimmt. Die Gewichtsrückstellung ist maßgeblich von der Achskinematik und der Radlast abhängig. Da der reale Radauflandspunkt und somit der Radlasthebelarm jedoch von den Reifeneigenschaften bestimmt wird, weist auch der Reifen eine Einwirkung auf die Gewichtsrückstellung auf.

Die Reifenkräfte und -momente besitzen den größten Einfluss auf die entstehende Zahnstangenkraft. Das Drehmoment um die Lenkachse ist erforderlich, um die Reibungskräfte zwischen Reifen und Fahrbahn zu überwinden. Diese entstehen, wenn das Rad um die Spreizachse gelenkt und die Reifenaufstandsfläche dadurch relativ zum Boden verschoben wird.

Im Folgenden wird die Wirkkette beim Parkieren im Stand in vereinfachter Form beschrieben. Hierbei werden die Reibungskräfte in der Achse und Lenkung, zu denen beispielsweise Reibungen in den Gelenken sowie Balgen der Zahn- und Spurstange zählen, nicht berücksichtigt. Grund hierfür ist der vergleichsweise geringe Einfluss. Auch SCHRAMM und HESSE berechnen in (Schramm et al., 2020) und (Hesse, 2011) die Zahnstangenkraft beim Parkieren im Stand nur aus der Summe der beiden Teilkräfte Reifenbohrmoment und Gewichtsrückstellung.

Abbildung 2.25 stellt das vereinfachte Wirknetz der Kräfte und Momente beim Lenken im Stand dar. Wird das Lenkrad mit der Winkelgeschwindigkeit $\dot{\delta}_L$ nach rechts gelenkt, erfolgt in Abhängigkeit der Lenkgetriebeübersetzung eine Verschiebung \dot{x}_{ZST} der Zahnstange, die über die Spurstangen an die Radträger weitergegeben wird. Diese führen entsprechend der Lagerung sowie der wirkenden Hebelverhältnisse die gewünschte Drehbewegung $\dot{\delta}$ des kurveninneren (Index

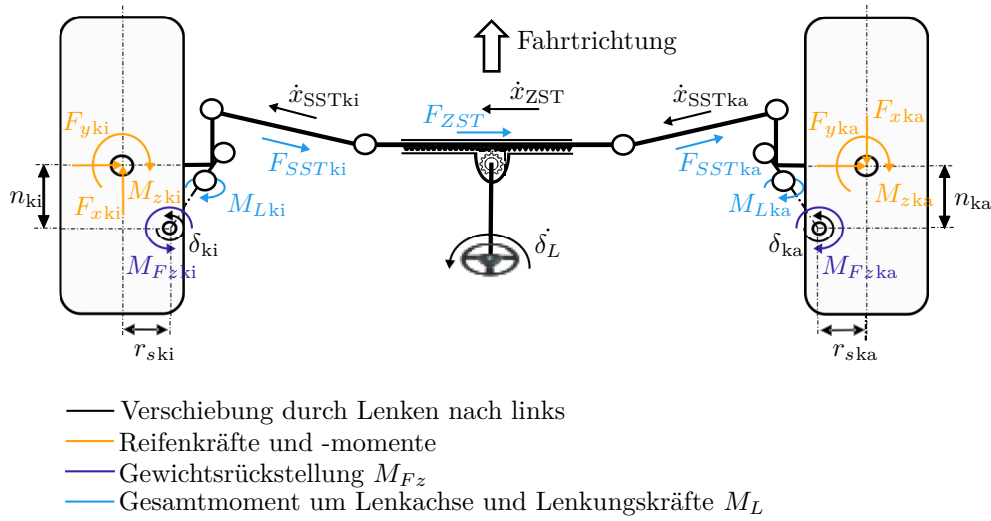


Abbildung 2.25: Beim Lenken im Stand wirkende Kräfte und Momente.

ki) und kurvenäußeren (Index ka) Radträgers durch. Aufgrund der in Abschnitt 2.2 beschriebenen Achskinematik bewegt sich der Radmittelpunkt dann auf einer kreisförmigen Bahn und rotiert hierbei um seine vertikale z_c -Achse.

Durch die Reifenbewegung entstehen Reibungskräfte- und -momente, welche der Reifenverschiebung entgegengesetzt sind (vgl. Abschnitt 2.3.4.1). Durch die Bewegung auf der Kreisbahn verschiebt sich der Radaufstandspunkt in Abhängigkeit des Lenkrollradius r_s und der Nachlaufstrecke n sowohl in Längs- als auch in Querrichtung. Daraus ergeben sich die idealisiert im Radaufstandspunkt wirkende Reifenlängskraft F_x und die Reifenquerkraft F_y . Durch die Rotation des Radträgers dreht sich der Reifen maßgeblich um seine horizontale z -Achse, wodurch ein Reibmoment M_z entsteht. Dieses entspricht dem in Abschnitt 2.3.4.2 beschriebenen Bohrmoment und wirkt im Radaufstandspunkt um die horizontale z -Achse des Reifens.

Aus den Kräften F_x und F_y sowie dem Bohrmoment M_z resultiert das Reifenrückstellmoment M_R an der Lenkachse bzw. am Radträger. Das Reifenrückstellmoment M_{Rki} für das kurveninnere und M_{Rka} für das kurvenäußere Rad wird in Anlehnung an (Schramm et al., 2020) und (Matschinsky, 2007) wie folgt berechnet:

$$M_{Rki} = F_{xki} \cdot r_{ski} + F_{yki} \cdot n_{ki} + M_{zki} \quad (2.2)$$

$$M_{Rka} = F_{xka} \cdot r_{ska} + F_{yka} \cdot n_{ka} + M_{zka} \quad (2.3)$$

Das ebenfalls an der Lenkachse wirkende Gewichtsrückstellungsmoment M_{F_z} ergibt sich aus der Radlast F_z und dem Radlasthebelarm l_{F_z} . Da der in Abschnitt 2.2 beschriebene Radlasthebelarm schwer darzustellen ist, wird in Abbildung 2.25 lediglich das daraus resultierende Gewichtsrückstellungsmoment $M_{F_{zki,ka}}$ an der Lenkachse abgebildet. Die Radlasten F_z wirken über die Radlasthebelarme l_{F_z} an der Lenkachse, wobei am kurvenäußeren Rad ein negativer Radlasthebelarm rückstellend wirkt (Matschinsky, 2007). Das Gewichtsrückstellungsmoment wird nach MATSCHINSKY (Matschinsky, 2007) folgendermaßen berechnet:

$$M_{Fzki} = F_{zki} \cdot l_{Fzki} \quad (2.4)$$

$$M_{Fzka} = -F_{zka} \cdot l_{Fzka} \quad (2.5)$$

Neben dem Reifenrückstellmoment M_R und dem Gewichtsrückstellmoment M_{F_z} wirkt an der Lenkachse das Reibungsmoment M_μ , welches sich aus den Reibungen in den Kugelgelenken des Radträgers ergibt.

Das gesamte Moment um die Lenkachse $M_{L_{ki,ka}}$ ist die Summe des Reifenrückstellmoments $M_{R_{ki,ka}}$, des Gewichtsrückstellungsmoments $M_{F_{zki,ka}}$ und dem Reibungsmoment $M_{\mu_{ki,ka}}$.

$$M_{Lki} = M_{Rki} + M_{Fzki} + M_{\mu ki} \quad (2.6)$$

$$M_{Lka} = M_{Rka} + M_{Fzka} + M_{\mu ka} \quad (2.7)$$

In Anlehnung an (Schramm et al., 2020) kann die Zahnstangenkraft F_{ZST} anhand des gesamten Moments um die Lenkachsen $M_{L_{ki,ka}}$ und der in Abschnitt 2.4.2 beschriebenen Lenkgestängeübersetzung $i_{LZ_{ki,ka}}$ wie folgt berechnet werden:

$$F_{ZST} = \frac{M_{Lki}}{i_{LZki}} + \frac{M_{Lka}}{i_{LZka}} \quad (2.8)$$

Die vereinfachte Berechnung der Zahnstangenkraft trägt zum besseren Verständnis des Wirknetzes beim Parkieren im Stand. Sie ermöglicht außerdem eine Abschätzung über die Höhe des Einflusses der einzelnen Teilkräfte- und momente auf die gesamte Zahnstangenkraft. Im Grundauslegungsprozess einer Lenkung erfolgt die Berechnung der Zahnstangenkraft jedoch mit einer deutlich komplexeren Mehrkörpersimulation, bei welcher unter anderem die Elastokinematik des Fahrwerks berücksichtigt und die Lenkkinematik räumlich dargestellt wird.

2.5.3 Einordnung in den Lenkungsauslegungsprozess

Das Parkieren im Stand dient als Referenzmanöver zur Ermittlung der für die Lenkungsauslegung relevanten maximalen Zahnstangenkraft (Sharp et al., 2003), da bei diesem die höchsten auslegungsrelevanten Kräfte wirken (Williams et al., 2009; Pfeffer et al., 2013; Nakamura et al., 1979; D. H. Kim et al., 2007; Heacock et al., 1953). Dies wird aus Abbildung 2.26 ersichtlich, in welcher die maximale Zahnstangenkraft in Abhängigkeit verschiedener Fahrzeugmanöver dargestellt ist. Ein elementarer Bestandteil der Fahrzeuggrundauslegung ist die Anforderungsanalyse, bei der unter anderem die Anforderungen an ein Lenksystem ermittelt werden (vgl. Abschnitt 2.4.4). Anschließend erfolgt die Auswahl des Lenkungskonzepts und des Lenkungslieferanten, welcher dann die Lenkung basierend auf den im Lastenheft definierten Anforderungen entwickelt.

Abbildung 2.27 stellt das V-Modell zum Grundauslegungsprozess dar. Zu Beginn der Fahrzeugentwicklung werden die Positionierung im Fahrzeugsegment (z.B. Kleinwagen, Mittelklasse, Luxusklasse, Sportwagen) sowie die angestrebten Gesamtfahrzeugeigenschaften definiert. Die Anforderungen an die Fahrzeugeigenschaften können beispielsweise über eine Zielspinne, welche die Ausprägung der verschiedenen Eigenschaften beschreibt, erfolgen. Typische Fahrzeugeigenschaften sind demnach die Ausprägung des Komforts und der Fahrdynamik. Anhand dieser Ziele erfolgt eine funktionale Grundauslegung der Fahrzeugeigenschaften wie beispielsweise Gewicht oder

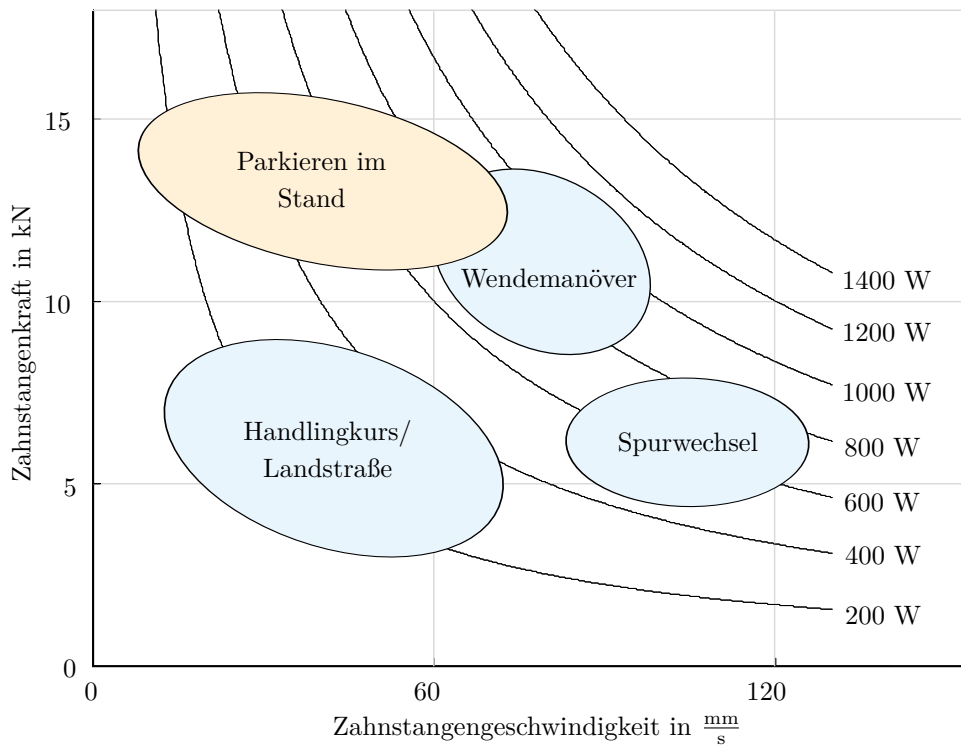


Abbildung 2.26: Zahnstangenkraft in Abhängigkeit der Zahnstangengeschwindigkeit bei verschiedenen Fahrmanövern in Anlehnung an (Pfeffer et al., 2013).

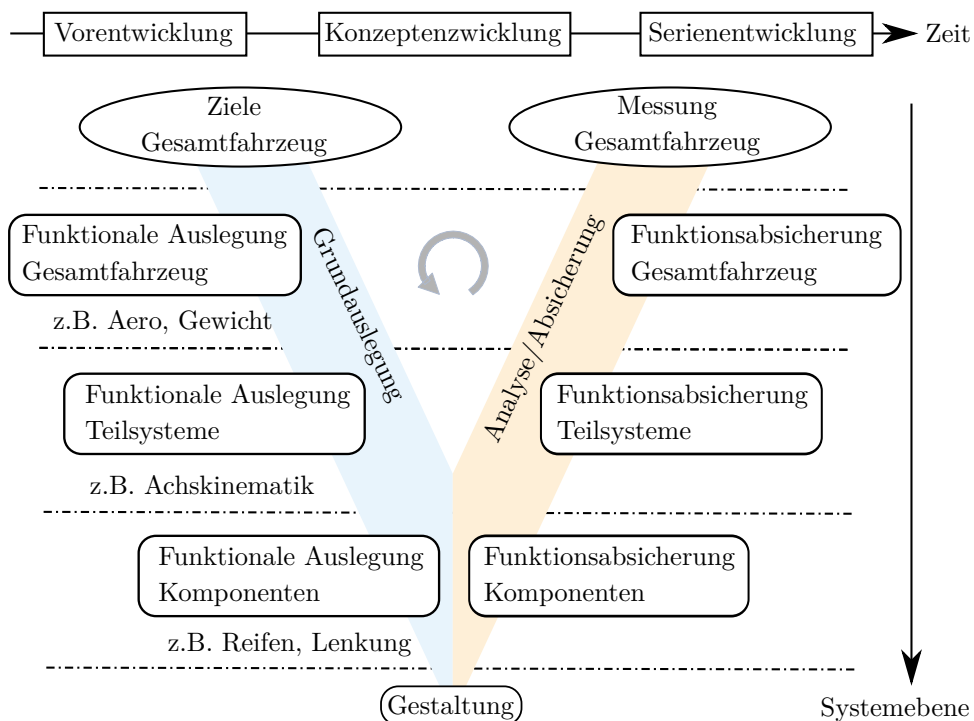


Abbildung 2.27: V-Modell in der Fahrzeugentwicklung nach (Hillenbrand, 2012).

Aerodynamik. Im nächsten Schritt erfolgt eine Grundausslegung der Teilsystemeigenschaften, wie beispielsweise Kinematik, woraus wiederum die Anforderungen an die Komponenteneigenschaften abgeleitet werden.

Basierend auf den Zieleigenschaften der Komponenten werden diese entwickelt und produziert. Bei Komponenten wie Reifen und Lenkung erfolgt dies bei Automobilzulieferern. In der anschließenden Absicherungsphase werden die Funktionen der Komponenten, der Subsysteme und des Gesamtfahrzeugs abgesichert. Dies bedeutet, dass im Zuge der Eigenschaftsabsicherung der aktuelle Entwicklungsstand auf die spezifizierten Anforderungen geprüft wird. Dadurch wird sichergestellt, dass die gewünschten Eigenschaften mit den tatsächlich erreichten übereinstimmen.

Die Grundausslegung basiert weitestgehend auf Simulationen und erfolgt somit virtuell. Dennoch werden Messungen durchgeführt, welche dem Abgleich und der Validierung der Simulation dienen. Für diese Messungen werden üblicherweise Vorgängerfahrzeuge oder Komponenten verwendet, die ähnliche Eigenschaften („Gene“) wie die zu entwickelnden aufweisen. Die Absicherungsphase erfolgt entweder durch Messungen anhand des Vorängerfahrzeugs oder, sofern verfügbar, mit dem Fahrzeugprototypen.

Abbildung 2.28 stellt den für die mechanische Dimensionierung (orange markiert) und die Auswahl des Servomotors („Power Pack“, blau markiert) relevanten Prognoseprozess zur Dimensionierung des Lenksystems dar. Die bedeutendsten Fahrzeugeigenschaften, welche die maximale Zahnstangenkraft beeinflussen, sind hierbei die Achs- und Lenkkinematik, die Reifen und die Fahrzeuggewichte²³ (van der Jagt, 1999; Schmitt, 2003; Sharp et al., 2003). Basierend auf diesen Eingangsgrößen wird dann der Zahnstangenkraftverlauf beim Parkieren im Stand ermittelt.

Die dabei maximal auftretende Zahnstangenkraft bestimmt, neben den vordefinierten Lastdaten zur Prüfung der Betriebssicherheit, die mechanische Dimensionierung des Lenksystems (Sharp et al., 2003).

Im Gegensatz dazu ist bei der Dimensionierung des Power-Packs nicht nur die maximale Zahnstangenkraft von Bedeutung, sondern vielmehr der gesamte Zahnstangenkraftverlauf während des Lenkens in die Endanschlüge. Anhand des beim Parkieren ermittelten Zahnstangenkraftverlaufs, der Lenkgetriebeübersetzung, der Fahreranforderungen und der Gewichte erfolgt die Bestimmung des Lenkleistungsbedarfs.

Wie in diesem Abschnitt beschrieben erfolgt die Dimensionierung des Lenksystems sowohl auf Basis der absoluten maximalen Zahnstangenkraft (mechanische Dimensionierung) als auch auf Basis des gesamten Zahnstangenkraftverlaufs (Dimensionierung Power Pack) beim Parkieren im Stand. Im folgenden Abschnitt wird die Standparkiersimulation zur Prognose der wirkenden Zahnstangenkraft erläutert.

2.5.4 Simulation in der Grundausslegung der BMW-Group

Wie in Abschnitt 2.5.3 beschrieben ist die Grundausslegung des Lenksystems weitestgehend virtuell basiert. Um die Anforderungen an die zu übertragende Zahnstangenkraft in der frühen Fahrzeugentwicklungsphase zu ermitteln, erfolgt eine Mehrkörpersimulation des Standparkiermanövers, während komplementär dazu Messungen zur Validierung und zum Abgleich von Mess- und Simulationsdaten durchgeführt werden.

²³Es wird in der Regel ein Lenksystem für verschiedene Fahrzeugderivate entwickelt, da diese bei nahezu identischer Achs- und Lenkkinematik unterschiedliche Radlasten aufweisen. Aus diesem Grund werden bei der Lenkungsauslegung verschiedene Gewichtsstützstellen definiert.

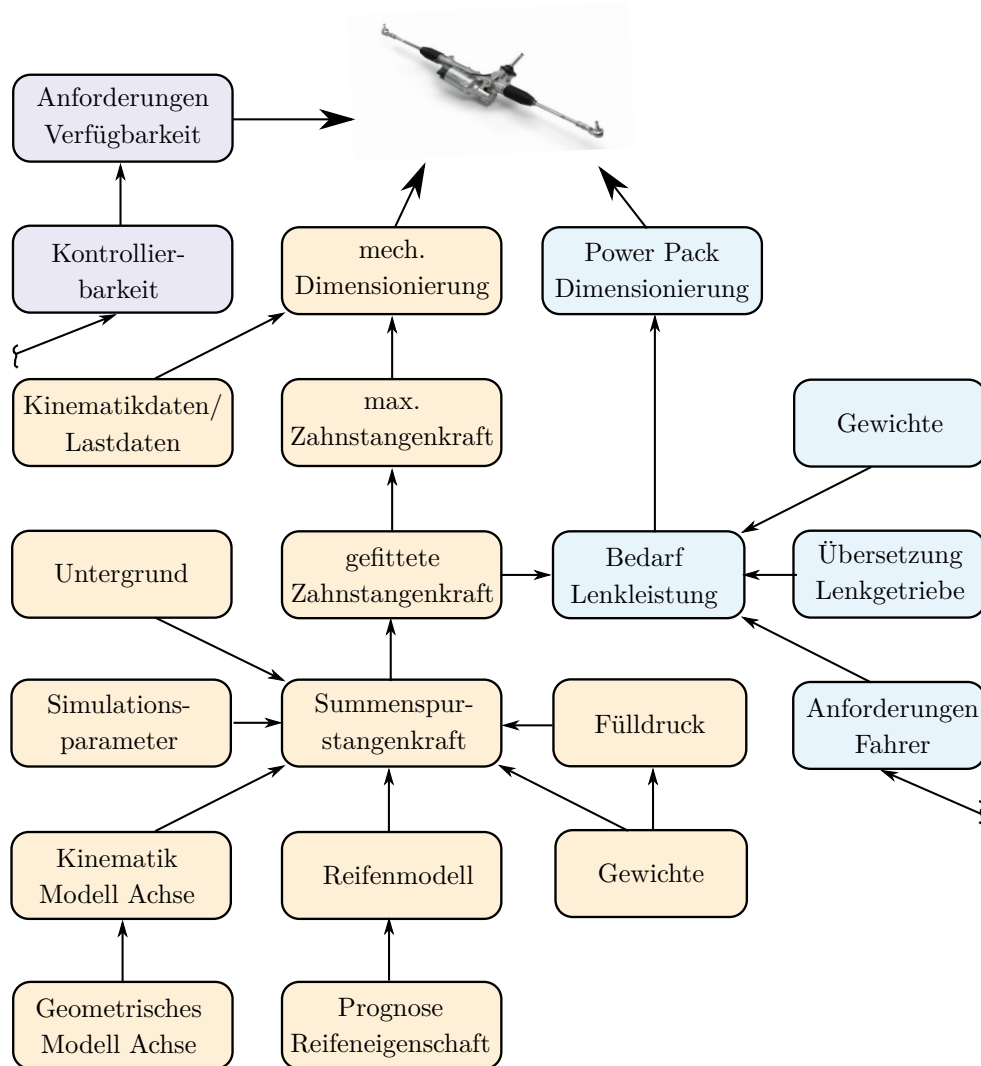


Abbildung 2.28: Lenkungsauslegung: Dimensionierung des Lenksystems.

2.5.4.1 Simulationsumgebung

Die Simulation des Parkierens im Stand und der lenkungsauslegungsrelevanten Zahnstangenkraft erfolgt mit einem Gesamtfahrzeugmodell. Dabei wird die Achs- und Lenkkinematik durch ein Mehrkörpersystem, welches aus starren und flexiblen Körpern besteht, dargestellt (Schwertassek et al., 2007; Shabana, 2010). Zwischen den Körpern wirken dabei innere Kräfte und Momente, welche auf masselose Bindungs- und Koppellemente zurückgehen (Schiehlen et al., 2020).

Die Reifen werden mit Hilfe externer Reifenmodelle, welche in Abschnitt 2.6 beschrieben sind, abgebildet. Die Kommunikation der Mehrkörpersimulation erfolgt hierbei in der Regel über das sogenannte „Standard Tire Interface“ (STI). Dieses bildet die Schnittstelle zwischen Mehrkörpersystem und Reifenmodell und ist in Abbildung 2.31 dargestellt.

Bei der BMW Group erfolgt die Mehrkörpersimulation mit der Software „ADAMS“ der Firma MSC. Als Reifenmodell für das Parkieren dient das FTire Modell der Firma Cosin, welches in Abschnitt 2.6.3 beschrieben ist.

2.5.4.2 Modellaufbau und Design Parameter

Um eine Mehrkörpersimulation durchzuführen, muss ein möglichst genauer Modellaufbau des zu simulierenden Fahrzeugs erfolgen. In Abbildung 2.28 beschreiben die Eingangsdaten der Summenspurstangenkraft die wichtigsten Parameter für den Modellaufbau eines für die Lenkungsauslegung geeigneten Fahrzeugmodells. Die Achs- und Lenkinematik werden anhand vorhandener CAD-Daten (Computergestütztes Design) des zu entwickelnden Fahrzeugs erzeugt. Diese können sich im Laufe der Grundausslegung geringfügig ändern, haben dabei jedoch kaum Einfluss auf die Simulationsergebnisse. Einzig der Spurhebelarm würde die simulierte Zahnstangenkraft stark beeinflussen. Dieser wird jedoch aufgrund des in Abschnitt 2.4.4 beschriebenen Zielkonflikts bereits sehr früh definiert und selten in einer späteren Phase entscheidend geändert.

Da der Reifen maßgeblich die simulierte Zahnstangenkraft beeinflusst, ist die Bedatung des Reifenmodells von entscheidender Bedeutung. Wie in Abschnitt 2.9 beschrieben, erfolgt die Parametrierung eines Reifenmodells üblicherweise anhand von Reifenmessungen. In der frühen Phase der Fahrzeugentwicklung stehen jedoch noch keine Reifen zur Verfügung. Grund hierfür ist, dass sich diese sogenannten Entwicklungsreifen parallel zum Gesamtfahrzeug bei den Reifenherstellern in Ausarbeitung befinden. Um dennoch das erwartete Reifenverhalten abbilden zu können, werden in der frühen Phase die funktionalen Reifeneigenschaften (FTC) prognostiziert, wie in Abschnitt 2.3.5 beschrieben.

Für die Grundausslegung der Lenkung ist die prognostizierte und im Reifenlastenheft definierte funktionale Reifeneigenschaft „Bohrmoment“ von Bedeutung. Dieser FTC beschreibt die Höhe des in Abschnitt 2.3.4.2 beschriebenen Bohrmoments in Abhängigkeit der Radlast bei 0° Sturz. Um das Reifenmodell zu parametrieren, wird ein vorhandenes Reifenmodell, welches identische Dimensionen wie das des Entwicklungsreifens aufweist, als Basis genutzt. Das Reifenmodell wird dann so angepasst, dass es bei der Referenzradlast und dem Referenzfülldruck das prognostizierte Bohrmoment des Entwicklungsreifens aufweist. Hierfür wird eine Simulation des Reifenmodells auf einem virtuellen Reifenprüfstand durchgeführt. Bei diesem erfolgt eine Simulation der in Abschnitt 2.3.4.2 beschriebenen Bohrmomentmessung, wobei das sich einstellende Bohrmoment ausgewertet wird.

Die Gesamtfahrzeugsimulation erfolgt in der Regel bei verschiedenen Radlasten. Für die Berechnung der maximalen Zahnstangenkraft (Dimensionierung Lenksystem) decken diese beispielsweise die maximal zulässigen Radlasten der verschiedenen Fahrzeugderivate ab. Für die Berechnung der Lenkleistung (Dimensionierung des EPS-Motors) werden hingegen auch verschiedene Lastfälle wie ein teil- oder vollbeladenes Fahrzeug simuliert. Abhängig von der zu simulierenden Radlast werden die Reifenfülldrücke eingestellt. Hierfür wird der Mindestfülldruck nach ETRTO-Norm²⁴ eingestellt.

2.5.4.3 Simulationsgüte und Skalierung

Ein Vergleich der simulierten und der gemessenen Zahnstangenkraft ist in Abbildung 2.29 dargestellt. Sowohl der Zahnstangenkraftverlauf als auch das Maximum der Simulation weichen mit bis zu 25 % deutlich von den jeweiligen Messwerten ab.

²⁴Die European Tyre and Rim Technical Organisation (ETRTO) ist ein Zusammenschluss diverser Reifen-, Rad- und Ventilhersteller mit dem Ziel, nationale Normen anzugleichen und gemeinsame Auslegungsstandards festzulegen (Malinverni, 2015). Einer dieser Auslegungsstandards bestimmt beispielsweise die Berechnung des radlastabhängigen Reifenmindestfülldrucks.

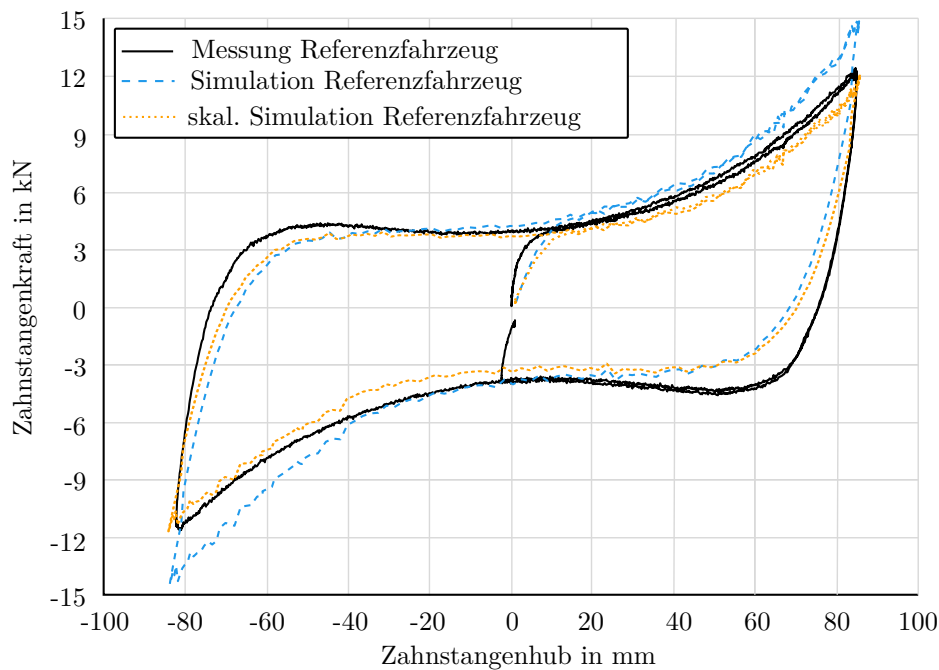


Abbildung 2.29: Abgleich der simulierten und der gemessenen Zahnstangenkraft beim Parkieren im Stand.

Ursache für die Differenz der simulierten und gemessenen Zahnstangenkraft ist maßgeblich das Reifenmodell, welches auf Grund der in Abschnitt 2.6.2 beschriebenen Ursachen das Bohrmoment und die Kräfte bei hohen Sturzwerten unzureichend abbildet. Weitere Abweichungen zwischen der Simulation und der Messung entstehen dadurch, dass in der Mehrkörpersimulation beispielsweise die Reibung im Lenksystem und der Achse nicht modelliert wird.

Um den Fehler in der Simulation zu reduzieren, erfolgt eine Anpassung der Simulation auf die Messung mit Hilfe eines Korrekturwertes. Der Reibwert der Fahrbahn wird so geändert, dass die maximale Zahnstangenkraft von Simulation und Messung bestmöglich übereinstimmen. Da der Reibwert die Höhe der Reifenkräfte und -momente beeinflusst, ändert sich die Zahnstangenkraft über den gesamten Lenkwinkel. In Abbildung 2.29 ist auch eine mit Hilfe des Reibwerts skalierte simulierte Zahnstangenkraft dargestellt. Es wird ersichtlich, dass eine Korrektur des Zahnstangenkraftverlaufs über den Zahnstangenhub nur bedingt möglich ist und eine Abweichung von ca. 15 % in der Prognose der Zahnstangenkraft verbleibt.

2.5.5 Messung

Das derzeit angewandte Messverfahren des Standparkiermanövers wird mit Fahrzeugen auf einer asphaltierten Straße mit hohem Reibwert durchgeführt. Anders als in Abschnitt 2.5.1 beschrieben, ist beim Manöver lediglich die Lenkradgeschwindigkeit mit ca. $100 \frac{\circ}{s}$ etwas langsamer als in der Simulation ($150 \frac{\circ}{s}$). Um den Einfluss systematischer und zufälliger Abweichungen zu reduzieren, erfolgen jeweils drei Messungen mit den gleichen Radlasten und Fülldrücken.

Mit Hilfe von Dehnmessstreifen (DMS) werden die linken sowie rechten Spurstangenkräfte gemessen und durch deren Addition ergibt sich dann die Summenspurstangenkraft. Das Signal des

Lenkradwinkels wird vom Steuergerät erfasst und über die bekannte Lenkgetriebeübersetzung erfolgt die Berechnung des Zahnstangenhubs.

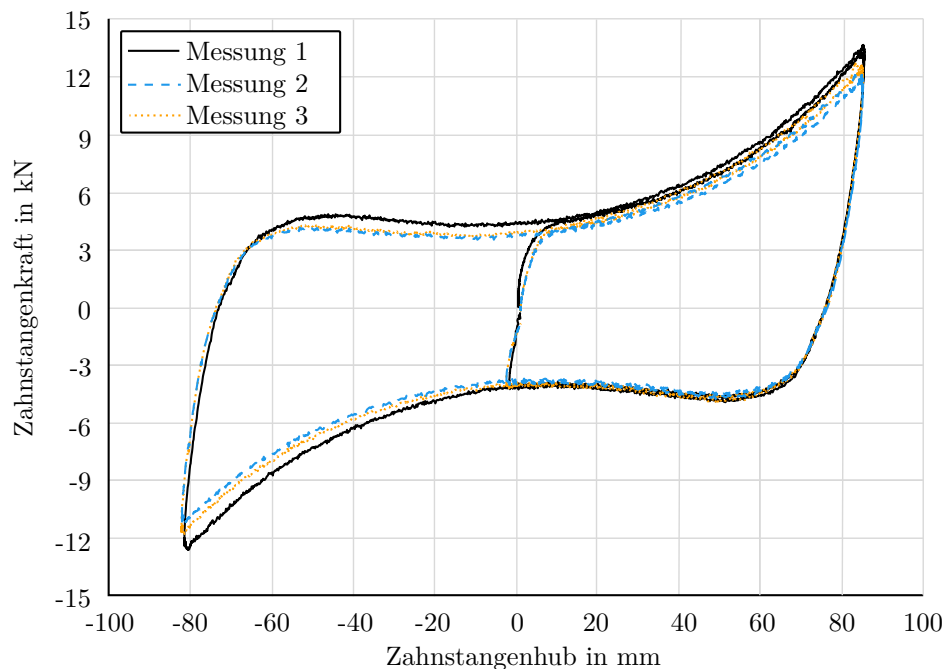


Abbildung 2.30: Reproduzierbarkeit der Messungen beim Parkieren im Stand. Vergleich von drei Messungen beim Parkieren im Stand, welche unmittelbar aufeinander folgend bei gleichen Bedingungen durchgeführt wurden.

Abbildung 2.30 stellt exemplarisch die gemessenen Zahnstangenkräfte in Abhängigkeit des Zahnstangenhubs dar. Es wird ersichtlich, dass die relativen Abweichungen der drei Messungen bei gleichen Betriebsbedingungen (Radlast und Fülldruck) bis zu 10% betragen. Für diese geringe Reproduzierbarkeit können mehrere Ursachen verantwortlich sein, wie beispielsweise der manuell vom Fahrer eingestellte Lenkwinkel. Dadurch variiert die Lenkwinkelgeschwindigkeit bei den einzelnen Manövern im Bereich von $70 \frac{^\circ}{s}$ bis $120 \frac{^\circ}{s}$. Des Weiteren ist die Mikro- und Makrorauigkeit der Fahrbahn nicht über den gesamten Messbereich konstant. Zudem führt der Reifenabrieb dazu, dass sich der Reibwert zwischen Reifen und Fahrbahn bei mehrmaligem Parkieren im Stand ändert.

2.6 Reifenmodelle

Reifenmodelle sind die grundlegende Basis für eine realitätsgetreue Simulation der Zahnstangenkraft, da diese die einzige Kopplung des Fahrzeugs mit seiner Umwelt bilden (Wassertheurer, 2019). In diesem Abschnitt werden die Grundlagen zur Modellierung des Reifens vermittelt, da sich aus diesen die Motivation zur Entwicklung eines für das Parkieren im Stand geeigneten Reifenmodells ergibt.

2.6.1 Standard Tyre Interface

Die Einbindung von Reifenmodellen in die Simulation erfolgt üblicherweise über das in Abbildung 2.31 dargestellte „Standard Tyre Interface“ (STI) (Einsle, 2011). Diese Schnittstelle wurde, ebenso wie die in Abschnitt 2.1 beschriebenen TYDEX-Koordinatensysteme, von der TYDEX-Arbeitsgruppe festgelegt und ist in (van Osten, J. J. M. et al., 1997) detailliert beschrieben. Es ist die Standardschnittstelle zur Integration von Reifenmodellen in die Simulationsumgebung und findet unter anderem in Simulationsprogrammen wie CarMaker, Simpack oder ADAMS Anwendung.

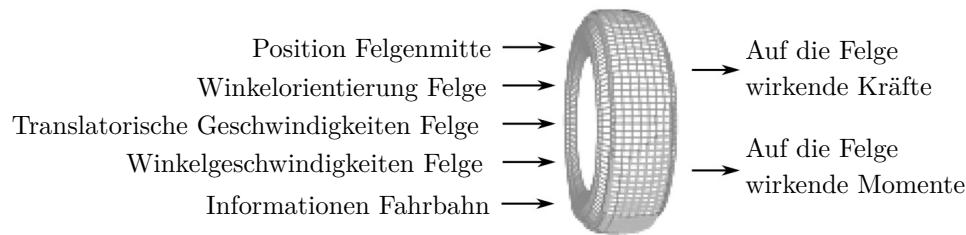


Abbildung 2.31: Einbindung der Reifenmodelle über das Standard Tire Interface (Gipser, 2000).

2.6.2 Einteilung der Reifenmodelle

Reifenmodelle berechnen anhand der Informationen über Radmittelpunktbewegung und Fahrbahn (Oberflächenprofil und Reibungsniveau des Untergrundes) daraus resultierende Kräfte und Momente in der Radmitte. Für die jeweiligen Anwendungsfälle existieren mathematische, semi-physikalische und physikalische Reifenmodelle. Eine übersichtliche Unterteilung nach ihrem Detaillierungsgrad erfolgt unter anderem in (Einsle, 2011) und (Meywerk, 2007). Die Komplexität der Modelle ist weitestgehend proportional zu ihrer Rechenzeit (Einsle, 2011), jedoch ist in den letzten Jahren zu beobachten, dass Entwickler auch komplexere Reifenmodelle wie FTire oder MF-SWIFT dazu befähigen, in Echtzeit rechnen zu können (vgl. (Applus IDIADA, 2020) und (Siemens Digital Industries Software, 2019)). Hierdurch erschließen sich neue Anwendungsbereiche wie beispielsweise Hardware in the Loop²⁵ (HiL) Prüfstände oder Fahr simulatoren. Abbildung 2.32 stellt die Komplexität der verschiedenen Reifenmodellkategorien nach (Ammon, 2005) und (Wassertheurer, 2019) dar, während Tabelle 2.3 eine Übersicht der am meisten verbreiteten Modelle der jeweiligen Kategorien zeigt.

Mathematische und kennlinienbasierte Modelle weisen die geringste Komplexität auf. Da sie sehr einfach zu parametrieren und zudem echtzeitfähig sind, werden sie vorzugsweise in der (echtzeitfähigen) Fahrdynamiksimulation eingesetzt. Das mathematische Magic Formula Reifenmodell (MF-Tyre) ist in der Version 5.2 das in der Fahrzeugindustrie am weitesten verbreitete Modell für die Simulation der Fahrdynamik (I. J. Besselink et al., 2010). Im Rahmen der Reifenentwicklung werden deshalb häufig MF-5.2 Reifenmodelle vom Reifenhersteller an den Fahrzeughersteller übermittelt. Durch eine von NIEDERMEIER in (Niedermeier, 2015) entwickelte Methode ist es zudem möglich, diese Modelle ohne Reifenmessungen anhand von prognostizierten funktionalen Reifeneigenschaften (FTC) zu parametrieren (vgl. Abschnitt 2.3.5). Es ist somit besonders für die Fahrzeuggrundausslegung in der frühen Phase geeignet, in welcher Reifen für eine Messung bzw.

²⁵Hardware-in-the-Loop ist ein Verfahren zum Testen und Validieren eingebetteter Systeme, meist Steuergeräte oder mechatronische Komponenten, vor ihrer Inbetriebnahme im späteren Prozess (Salzig, 2016).

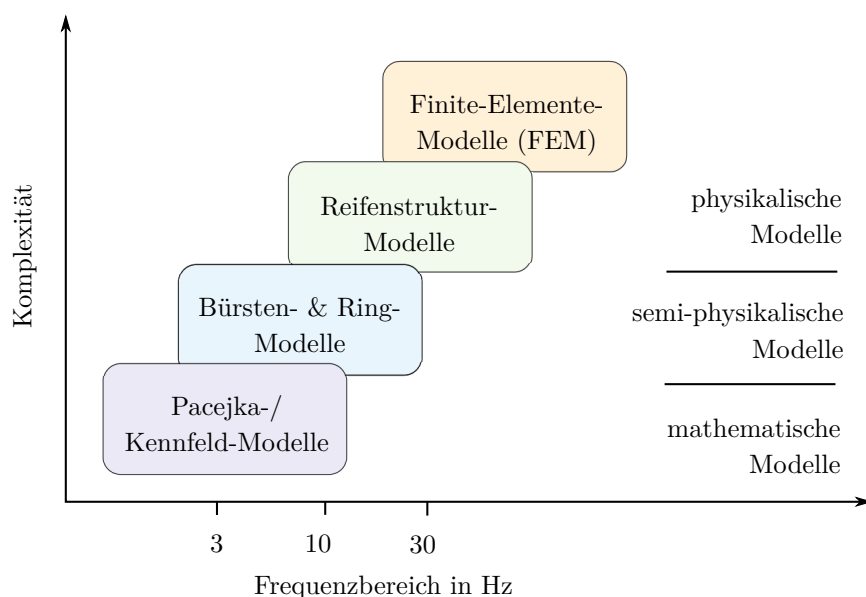


Abbildung 2.32: Komplexität der verschiedenen Reifenmodellkategorien nach (Wassertheurer, 2019; Ammon, 2005).

Parametrierung des Reifenmodells noch nicht vorhanden sind. Auch für das Parkieren im Stand wurden speziell vereinfachte, mathematische Reifenmodelle entwickelt, wie beispielsweise das von RILL in (Rill, 1994). Dieses wurde von HESSE in (Hesse, 2011) um die zusätzliche Abbildung der in Abschnitt 2.3.4.2 erläuterten elastischen Reifenverformung (Torsionssteifigkeit) erweitert. Das Reifenmodell beschreibt die Form der Reifenaufstandsfläche als Rechteck und unabhängig vom Radsturz, wobei die Quer- und Längskräfte des Reifens beim Parkieren im Stand nicht berücksichtigt werden. Das Modell ist geeignet um den Bereich der maximalen Zahnstangenkraft ohne Kenntnis über die Achskinematik abzuschätzen.

Zu den semi-physikalischen Reifenmodellen zählen Bürsten-, Ring- und Schalenmodelle (Wassertheurer, 2019). Sie können in der Regel die transienten Reifeneigenschaften besser abbilden und sind aufgrund des höheren Detaillierungsgrades für die Simulation der Fahrstabilität²⁶ geeignet (Lugaro et al., 2017). Das semi-physikalische Modell MF-SWIFT stellt eine Weiterentwicklung des mathematischen MF-Tyre Reifenmodells dar. Dieses wurde von LUGARO in der Version 6.2 um die Berechnung des Bohrmoments erweitert und ist damit in der Lage, die beim Parkieren relevanten Reifenkräfte und -momente abzubilden (Lugaro et al., 2016).

Als physikalische Reifenmodelle werden Modelle mit flexiblen Gürtelringen, Reifenstrukturmodelle und hochkomplexe Finite-Element-Methode-Modelle (FEM-Modelle) bezeichnet. Physikalische Reifenmodelle weisen die beste Eignung für das Parkieren im Stand auf, da diese die Reifenkräfte und -momente unter Berücksichtigung der Achskinematik am genauesten berechnen (Gipser, 2001; Gipser, 2007). So modellieren sie die Reifenaufstandsfläche in Abhängigkeit des Radsturzes

²⁶Zur Simulation der Fahrstabilität zählt beispielsweise eine Bremsung mit Regeleingriff des Antiblockiersystems (ABS).

Tabelle 2.3: Verbreitete Vertreter von Reifenmodellen.

Gruppe der Reifenmodelle	Reifenmodell	Literaturverweis
mathematische Modelle	MF-Tyre	(Pacejka et al., 1997; Bakker et al., 1987)
	TameTire	(Pearson et al., 2016)
	TMeasy	(Hirschberg et al., 2007; Dessort et al., 2018)
semi-physikalische Modelle	MF-Swift	(TNO Automotive, 2013b)
	RMOD-K 20	(Oertel et al., 2001; Oertel, 2021)
	CDTire/MF++	(Bäcker et al., 2016)
physikalische Modelle	FTire	(Gipser, 2000; Gipser, 2003)
	RMOD-K 31	(Oertel et al., 2001)
	CDTire/3D	(Bäcker et al., 2016)

und können das Reifenverhalten auch in Betriebspunkten vorhersagen, die nicht durch Messungen gestützt sind (Gipser, 2001). Reifenstrukturmodelle finden vorzugsweise in der Komfort- und der Lebensdauersimulation Anwendung. Der bekannteste Vertreter dieser Kategorie ist das FTire Modell, welches im Rahmen der Lenkungsauslegung bei der BMW Group für die Standparkiersimulation eingesetzt wird.

FEM-Modelle werden vor allem in der Reifenentwicklung beim Reifenhersteller genutzt (Leister, 2015; Ammon, 2005). Aufgrund der sehr eingeschränkten Verfügbarkeit und der Tatsache, dass sich diese Modelle nicht für eine Grundauslegung²⁷ eignen, werden sie im Rahmen der vorliegenden Arbeit nicht weiter berücksichtigt.

Neben den in Tabelle 2.3 beschriebenen Reifenmodellen existiert eine Vielzahl weiterer Reifenmodelle, welche häufig für spezifische Anwendungsfälle entwickelt wurden. Diese nicht kommerziellen und weniger weit verbreiteten Modelle variieren in der Modellierung der Aufstandsfläche, der Druckverteilung sowie in der Reibung. Die verschiedenen Modellierungsansätze werden in den Abschnitten 2.7 und 2.8 erläutert.

Im Allgemeinen stehen bei der Reifenmodellierung und Parametrierung die für die Fahrdynamik relevanten Bereiche im Fokus. So werden Reifenmodelle vorzugsweise anhand von Messungen bei hohen Geschwindigkeiten und niedrigen Lenk- und Sturzwinkeln parametrisiert. Dadurch weisen diese Modelle bei gegensätzlichen Betriebsbedingungen, wie sie beim Parkieren im Stand auftreten, höhere Abweichungen zum realen Reifenverhalten auf (van der Jagt, 2000). Da der Reifen die Zahnstangenkraft maßgeblich beeinflusst, ist er häufig die am stärksten gewichtete Ursache für die Differenz der Zahnstangenkraft zwischen Simulation und Messung beim Parkieren im Stand. Von den verfügbaren Reifenmodellen werden das MF-SWIFT und das FTire Reifenmodell als am geeignetsten für die Standparkiersimulation und der Verwendung in der Fahrzeugentwicklung erachtet. Im Folgenden werden deshalb die Grundlagen beider Modelle erläutert.

2.6.3 FTire

In diesem Abschnitt wird das FTire Modell („Flexible-Ring-Tire-Model“) beschrieben, welches sich nach STEITZ und GIPSER am besten für die Parkieranalyse eignet und in der Industrie weit verbreitet ist (Steitz, 2008; Gipser, 2007).

²⁷Der Grund hierfür ist, dass diese sehr aufwendig zu parametrieren sind und hierfür eine genaue Kenntnis des Reifenaufbaus nötig ist. Der Reifenaufbau ist jedoch erst am Ende der Reifenentwicklung bekannt, weshalb die Nutzung von FEM-Modellen in der frühen Fahrzeugentwicklungsphase als nicht zielführend erachtet wird.

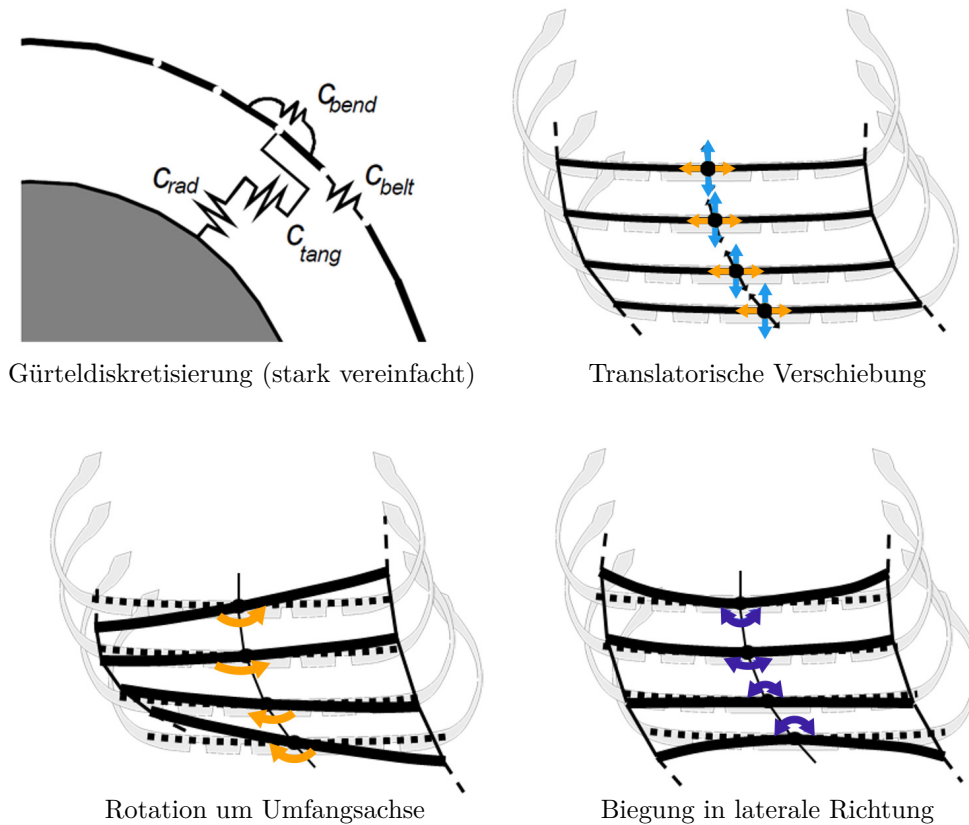


Abbildung 2.33: Modellierungsansatz des FTire Reifenmodells (Gipser, 2013).

Der Modellierungsansatz des FTire Reifenmodells ist in Abbildung 2.33 dargestellt. Im Mittelpunkt steht die Erstellung eines nichtlinearen Schwingungsmodells, welches Relativbewegungen zur Felge (Verschieben und Verdrehen) in alle Richtungen zulässt. Hierfür bildet ein flexibler Ring den Kern des FTire Modells. Dieser Ring besteht aus mehreren Gürtel­elementen, die durch Schraub- und Torsionsfedern miteinander verbunden sind. Jedem dieser Elemente werden wiederum mehrere Profilblöcke mit nichtlinearen Steifigkeiten und nichtlinearem Dämpfungsverhalten zugeordnet. Diese masselosen Profilblöcke sind ebenfalls mit Federn und Dämpfern in alle Bewegungsrichtungen mit dem Gürtel­element und dessen nächstem Nachbarn gekoppelt.

Durch den Modellierungsansatz kann die Verformung des Reifens durch die Reibungskräfte dargestellt und quasistatische Einbettungseffekte wie Bordsteinkanten oder Einzelhindernisse sowie hochfrequente elastische Gürtelschwingungen durch Fahrbahnanregung abgebildet werden (Einsle, 2011). Mit 20 bis 100 lokalen Kontakt- und Reibungselementen pro Gürtel­element findet zudem die Bodendruckverteilung Berücksichtigung. Hierdurch wird das parkierspezifische Reifenverhalten speziell bei hohen Schräglauf- und Sturzwinkeln, bei welchen sich die Bodendruckverteilung maßgeblich verändert, abgebildet. Der lokale Reibkontakt wird über ein Gleitgeschwindigkeits-Flächen­drucks-Kennfeld mit vier mal drei Stützstellen parametrisiert (Einsle, 2011). Der Reibwert der einzelnen Reibungselemente ist somit sowohl von der Geschwindigkeits- als auch von der Flächen­drucks­abhängig.

Mit einem flexiblen Ringmodell für die Reifenkarkasse und einem Bürstenmodell für die Auf-

standsfläche ist FTire in der Lage, das komplexe Reifenverhalten beim Lenken bei niedrigen Fahrzeuggeschwindigkeiten oder im Stillstand zu simulieren. Aufgrund der komplexen Modellstruktur und der großen Anzahl an Modellparametern erfordert FTire jedoch einen großen Aufwand für die Parametrierung und Simulation. FTire weist auch einige Nachteile bei der Modellierung der Reifen-Boden-Reibung auf, wie zum Beispiel das Fehlen einer höheren statischen Haftreibungskraft oder eines Relaxationseffektes in der Reibung. Dies führt dazu, dass das Reibungsmodell nicht optimal auf die beim Standparkieren wirkenden Reibungszustände parametrisiert werden kann.

2.6.4 MF-SWIFT

Das semi-physikalische Reifenmodell MF-Swift („Magic Formula Short Wavelength Intermediate Frequency Tyre“) ist eine Erweiterung des rein mathematischen Reifenmodells MF-Tyre. Diese Weiterentwicklung erfolgte unter Leitung von PACEJKA im Rahmen dreier Dissertationen (Zegelaar, 1998; Maurice, 2000; A. J. C. Schmeitz, 2004).

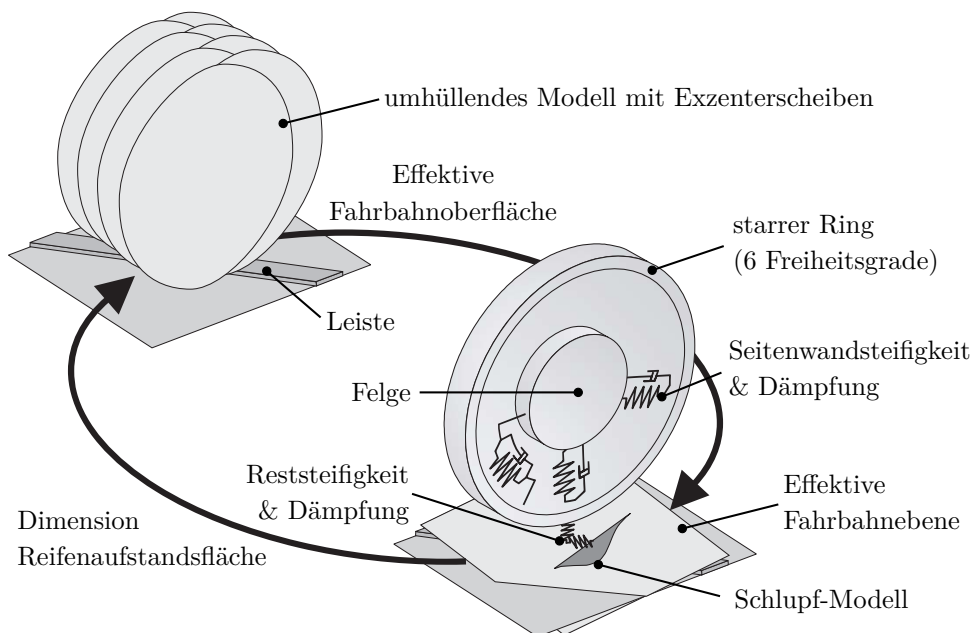


Abbildung 2.34: Modellierungsansatz des MF-SWIFT Reifenmodells nach (A. J. Schmeitz et al., 2005).

Der Modellierungsansatz des MF-Swift Reifenmodells ist in Abbildung 2.34 dargestellt. Es basiert auf der Schlupfkraftbeschreibung des MF-Tire Modells und ist um ein starres Ringmodell, ein Reifenaufstandsflächenmodell sowie ein Kontaktmodell zur Berücksichtigung der Reifenumhüllungseigenschaften erweitert (A. J. Schmeitz et al., 2005).

Durch diese Modellierung weist es gegenüber dem MF-Tire Reifenmodell einen erweiterten Gültigkeitsbereich auf. Es ist valide für höhere Frequenzen (60 Hz bis 100 Hz), kurzweilige Anregungen (größer als 0,1m) und für das Abrollen über beliebige Straßenunebenheiten (A. J. Schmeitz et al., 2005). Das Modell wurde ursprünglich für Fahrkomfort- und Dauerhaltbarkeitssimulationen (A. J. Schmeitz et al., 2004) sowie für die Untersuchung des Verhaltens von Regelsystemen

(Pauwelussen et al., 2003) verwendet. Da es sich jedoch auch für die Simulation extremer Fahrdynamikmanöver eignet und seit der Version MF-2020.1 echtzeitfähig ist, findet es vermehrt in der Fahrdynamiksimulation (Konstantinou et al., 2020) und bei Fahr simulatoren Anwendung.

Ein aktueller Überblick über das Modell wird in (I. J. Besselink et al., 2010; I. J. M. Besselink, 2019; TNO Automotive, 2013b; TNO Automotive, 2013a) gegeben. Sowohl das Magic Formula als auch das SWIFT Reifenmodell sind semi-empirische Reifenmodelle. Dies bedeutet, dass zur Parametrierung Reifenmessungen durchgeführt werden müssen (A. J. Schmeitz et al., 2005). Ein Überblick über die hierfür genutzten Reifenprüfstände erfolgt in Abschnitt 2.9.

2.7 Modellierung der Bodendruckverteilung in der Reifenaufstandsfläche

Die Bodendruckverteilung in der Reifenaufstandsfläche bestimmt mit dem Reibwert zwischen Reifen und Fahrbahn maßgeblich die am Reifen wirkenden Reibungskräfte (vgl. Abschnitt 2.3.3). Bei physikalischen Reifenmodellen wird die Bodendruckverteilung im Allgemeinen aus der Physik der Kontaktwechselwirkung abgeleitet. Bei den weniger komplexen mathematischen oder semi-physikalischen Modellen werden hingegen häufig explizite Formen der Reifenaufstandsfläche vorgegeben. In diesem Abschnitt erfolgt eine Übersicht über diese verschiedenen Methoden zur Beschreibung der Reifenaufstandsfläche, welche durch deren Umfangskontur definiert ist. Im Anschluss werden die Modelle zur Beschreibung der Bodendruckverteilung innerhalb der Reifenaufstandsfläche erläutert. Die in diesem Abschnitt vermittelten Grundlagen bilden die Basis für das in dieser Arbeit entwickelte Bodendruckverteilungsmodell.

2.7.1 Kontaktflächenumriss

Es existieren mehrere Ansätze, um die Reifenaufstandsfläche, deren Umriss auch als Kontaktflächengrenze oder Umfangskontur bezeichnet wird, zu modellieren. Wie bereits in Abschnitt 2.3 erläutert, hängt die Form und Größe der Reifenaufstandsfläche stark von den Betriebsbedingungen und den Reifeneigenschaften ab.

Die Umfangskontur wird oft durch empirische Formeln berechnet, wobei die Geometrie der Aufstandsfläche auf einen Kreis (Heacock et al., 1953; D. H. Kim et al., 2007), ein Rechteck (Bai et al., 2013; Rill, 1994; I. J. Besselink et al., 2010) oder eine Ellipse (Clark, 1971; Upadhyaya et al., 1990; Kilner, 1982) vereinfacht ist. Eine kreisförmige Aufstandsfläche prägt sich üblicherweise bei Diagonalreifen mit hohem Luftdruck aus. Diese sind heutzutage jedoch selten zu finden, da der Radialreifen der Standard in der Automobilindustrie ist. Für gängige PKW-Reifen ähnelt der Umfang der Aufstandsfläche deshalb stärker einem Rechteck oder einer Ellipse als einem Kreis (Nagasaka et al., 2011; Cao et al., 2019).

Um die Aufstandsfläche genauer modellieren zu können, werden die verschiedenen Formen auch kombiniert. So wird diese in (Lyasko, 1994) über eine Ellipse mit abgeschnittenen Enden oder in (Komandi, 1976) über ein Rechteck mit zwei Halbkreisen zur Abrundung der Ecken beschrieben.

Die flexibelste Annäherung an die Aufstandsfläche wird von HALLONBORG in (Hallonborg, 1996) mit Superellipsen vorgeschlagen. Erstmalige Anwendung fand die Superellipse bei der Berechnung der Reifen-Boden-Kontaktfläche in der Landwirtschaft (Hallonborg, 1996). Sie ist nicht nur in der Lage, eine realistischere Form der Kontaktfläche zwischen Ellipse und Rechteck zu

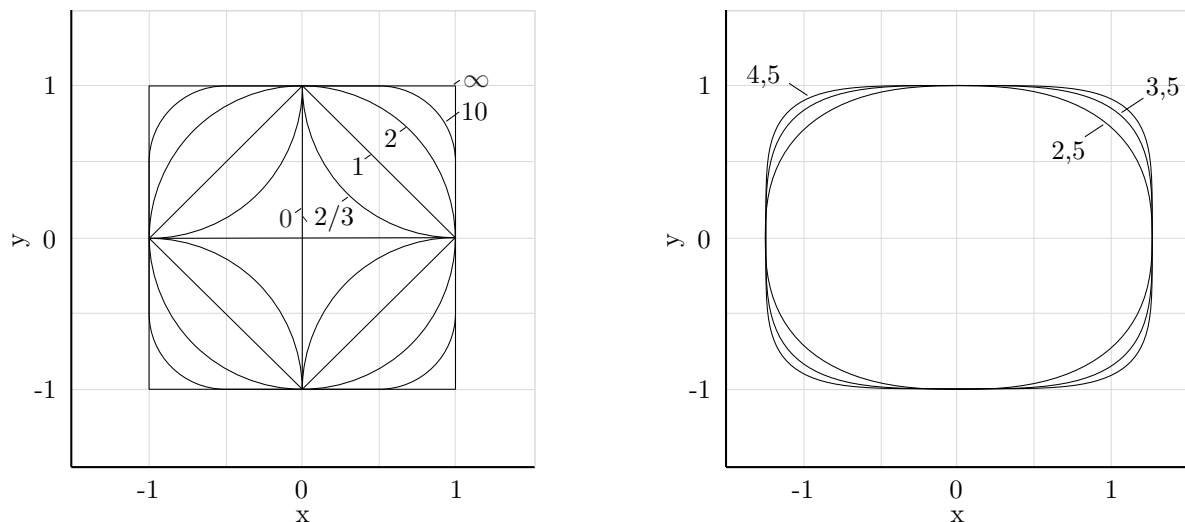
beschreiben, sondern auch die Asymmetrie in Längs- und Querrichtung durch die Verwendung von vier unterschiedlich parametrisierten Superellipsen-Vierteln zu modellieren.

Die mathematische Formulierung einer Superellipse stammt aus der Familie der ebenen Kurven und wurde erstmals von Gabriel Lamé allgemein in kartesischen Koordinaten beschrieben (Gardner, 1977):

$$\left| \frac{x}{a} \right|^n + \left| \frac{y}{b} \right|^n = 1 \quad \forall n \geq 0 \quad (2.9)$$

Während der Fall $n = 2$ zu einer normalen Ellipse und $n < 2$ zu Subellipsen führt, bezieht sich die Superellipse auf die Unterfamilie der Kurven von Lamé, in welchen $n > 2$ ist. Der Begriff „Superellipse“ wurde erstmals in (Hein, 1964) von HEIN eingeführt, durch den sie auch in der Architektur und Stadtplanung Anwendung fand.

Abbildung 2.35a zeigt die jeweiligen Krümmungen, die für verschiedene Werte von n und $a = b = 1$ erzeugt werden können. Abbildung 2.35b zeigt hingegen Krümmungen für $n > 2$ und $a \neq b$.



(a) Superkreise und entsprechende Krümmungen für verschiedene Werte von n und $a = b = 1$ (Gardner, 1977).

(b) Krümmung der Superellipse für verschiedene Werte von $n > 2$ und $a \neq b$ (Roşca et al., 2014).

Abbildung 2.35: Superkreise und Superellipsen für verschiedene Werte von n , a und b .

Wie in den beiden Abbildungen 2.35a und 2.35b zu sehen ist, definiert der Parameter n die Form der Krümmung. Höhere Werte ermöglichen schärfere Ecken, die sich einem Rechteck oder Quadrat annähern. Niedrigere Werte für n ermöglichen hingegen die Modellierung runderer Ecken, die kreis- oder ellipsenförmig sind. Darüber hinaus stellen die Parameter a und b die Halblängen der Hauptachsen dar und erzeugen, wenn sie von 1 abweichen, eine Super- oder Subellipse in Abhängigkeit vom Wert n . Die drei Freiheitsgrade a , b und n ermöglichen eine deutlich bessere Annäherung des Modells an die Form der realen Reifenaufstandsfläche, insbesondere im Vergleich zu den maximal zwei Freiheitsgraden, die mit einem Rechteck oder einer Ellipse erreicht werden.

Aus diesem Grund nutzt das FRIDA Modell²⁸, welches in (Keller, 2005), (Roşca et al., 2014) und

²⁸Das FRIDA Modell ist nach den Herkunftsländern der beteiligten Forschern benannt. Diese stammen aus Frankreich (FR), Schweiz (I), Schweden (D) und Dänemark (A).

(Schjønning et al., 2015) beschrieben ist, die Superellipse zur Modellierung der Reifenaufstandsfläche. Fokus dieses Modells ist die Berechnung der Bodendruckverteilung zwischen Reifen und Fahrbahn in landwirtschaftlichen Anwendungen, wobei weiche, nachgiebige Ackerböden die Fahrbahnoberfläche darstellen. Der Reifen kann hierbei einsinken, wodurch die Reifenaufstandsfläche, abhängig von Reifen, Fahrbahn, Radlast und Reifenfülldruck, die verschiedenen Formen einer Superellipse einnimmt.

Die Haupteinschränkung des FRIDA Modells und der von HEIN in (Hein, 1964) beschriebenen Superellipse besteht darin, dass sie symmetrisch entlang der x - und y -Achse verläuft, wodurch die Modellierung einer beim Parkieren sich ausprägenden asymmetrischen Reifenaufstandsfläche (vgl. Abbildung 2.14) nicht möglich ist.

Nach HALLONBORG kann die Einschränkung der Symmetrie unter Verwendung von vier unabhängigen Superellipsen-Quadranten aufgelöst werden (Hallonborg, 1996). Hierbei müssen die Bedingungen

$$\begin{aligned} a_1 &= a_4 \\ a_2 &= a_3 \\ b_1 &= b_2 \\ b_3 &= b_4 \end{aligned} \tag{2.10}$$

gelten, um Diskontinuitäten des Umfangs zu verhindern (Hallonborg, 1996). Die Indizes in den Bedingungen 2.10 beziehen sich auf die Quadranten in einem kartesischen Koordinatenrahmen. Durch die vier unabhängigen Superellipsen-Quadranten kann eine Form gebildet werden, die nicht zwangsweise symmetrisch entlang der x - und y -Achse des Reifens verläuft.

Tabelle 2.4: Ansätze zur Modellierung der Reifenaufstandsfläche.

Form	Eignung	Anwendung	Literaturverweis
Kreis	geringer Sturz, Diagonalreifen, geringe Auslastung	HEACOCK SHARP KIM	(Heacock et al., 1953) (Sharp et al., 2003) (D. H. Kim et al., 2007)
Rechteck	geringer Sturz, Radialreifen, hohe Auslastung	MF-SWIFT Modell RILL SCHMITT HESSE BAI	(I. J. Besselink et al., 2010; Oertel, 2021) (Rill, 1994) (Schmitt, 2003) (Hesse, 2011) (Bai et al., 2013)
Ellipse	geringer Sturz, Diagonal- und Radialreifen, mittlere Auslastung	KILNER UPADHYAYA SOHRABPOOR	(Kilner, 1982) (Upadhyaya et al., 1990) (Sohrabpoor et al., 2018)
Superellipse (symmetrisch)	geringer Sturz, Diagonal- und Radialreifen, geringe bis hohe Auslastung	FRIDA- Modell	(Schjønning et al., 2008)
Superellipse (asymmetrisch)	geringer bis hoher Sturz, Diagonal- und Radialreifen, geringe bis hohe Auslastung	HALLONBORG	(Hallonborg, 1996)

Tabelle 2.4 stellt eine Übersicht der verschiedenen Modellierungsansätze und deren Eignung zur Beschreibung der Reifenaufstandsfläche dar. Hierbei wird ersichtlich, dass die kommerziellen, semi-physikalischen Reifenmodelle die Reifenaufstandsfläche mit einem Rechteck beschreiben. Grund hierfür ist die relativ einfache Parametrierung eines Rechtecks und die Nutzung der Reifenmodelle in der Fahrdynamiksimulation bei höheren Geschwindigkeiten. Bei diesen treten, im Gegensatz zum Parkieren im Stand, nur sehr geringe Sturzwerte und somit eine nahezu symmetrische Aufstandsfläche auf. Aufgrund des hohen Sturzes wäre beim Parkieren im Stand der asymmetrische Ansatz der Superellipse nach HALLONBORG (Hallonborg, 1996) geeignet. Bisher ist in der bekannten Literatur jedoch kein Reifenmodell erwähnt, welches diesen asymmetrischen Ansatz zur Beschreibung der Reifenaufstandsfläche aufgreift.

2.7.2 Druckverteilung innerhalb der Kontaktflächen

Dieser Abschnitt bezieht sich auf die Modellierung der Druckverteilung innerhalb der Aufstandsfläche. Wie in Abschnitt 2.3.3 zu sehen ist, kann die Druckverteilung in y -Richtung, je nach Bedingungen, Druckspitzen sowohl an den Reifenflanken als auch im Zentrum aufweisen. Es gibt mehrere Möglichkeiten, die Druckverteilung innerhalb der Aufstandsfläche zu modellieren. Häufig ist die Beschreibung der Druckverteilung von der gewählten Methode zur Modellierung der Aufstandsfläche beziehungsweise Umfangskontur abhängig.

Eine konstante Druckverteilung ist der Modellierungsansatz, welcher oft bei sehr einfachen Reifenmodellen Anwendung findet. Dabei wird die vertikale Last gleichmäßig über die gesamte Aufstandsfläche verteilt, da

$$p(x, y) = p = \frac{F_z}{A_M} = \text{const.} \quad (2.11)$$

wobei F_z die gesamte vertikale Last auf den Reifen und A_M die Fläche innerhalb des Umfangs der Aufstandsfläche ist. Dieser Ansatz, welcher keine zusätzliche Parametrierung des Reifenmodells in Bezug auf die Druckverteilung benötigt, wird beispielsweise von RILL und HESSE in (Rill, 1994; Hesse, 2011) angewendet.

Eine genauere Beschreibung der Bodendruckverteilung kann erfolgen, indem der Druck über eine Reifenrichtung konstant gehalten und die Druckverteilung nur als Funktion der anderen Richtung modelliert wird. Üblicherweise wird hierbei die Reifenquerrichtung (y -Richtung) als konstant beschrieben, während der Druck als Funktion der Reifenlängsrichtung (x -Richtung) berechnet wird.

TSIOTRAS (Tsiotras et al., 2004) und BEAL (Beal et al., 2020a; Beal et al., 2020b) wählen in ihren Reifenmodellen eine in Längsrichtung quadratische und in Querrichtung gleichmäßige Verteilung. Bei diesem Ansatz wird die Druckverteilung berechnet aus:

$$p(x, y) = p(x) = \frac{F_z(x)}{A_M} \quad (2.12)$$

wobei $F_z(x)$ eine Funktion dritten Grades ist. Dieser Modellierungsansatz weist lediglich eine Abhängigkeit von wenigen Parametern und der Vektordifferenz zwischen dem Konstruktionsradius des Reifens und dem aktuellen, lokalen, statischen Radius auf. Diese Vektordifferenz ist abhängig von der x -Richtung, was zu einer schwachen, progressiven Federfunktionskurve führt, wie in (Schramm et al., 2018) beschrieben.

Ein ähnlicher Ansatz findet auch von BAI in (Bai et al., 2013) Anwendung, wo die Funktion

$$p(x, y) = p(x) = \frac{5}{4} \cdot \left[1 - \left(\frac{x}{a} \right)^4 \right] \quad (2.13)$$

zur Beschreibung der Druckverteilung in einer rechteckigen Aufstandsfläche verwendet wird, wobei a die halbe Länge der Grundfläche in x -Richtung ist.

Die Berücksichtigung der Druckverteilung als Funktion der x - und y -Richtung ist eine komplexe, aber auch genaue Form der Modellierung, welche auch im FRIDA-Bodendruckverteilungsmodell Anwendung findet. Das in (Keller, 2005), (Schjøning et al., 2008) und (Schjøning et al., 2015) beschriebene FRIDA Modell berechnet die Kontaktfläche mit einer Superellipse und die Druckverteilung mit folgender Funktion:

$$p(x, y) = F_Z \cdot C(\alpha, \beta, a, b, n) \cdot f(x, y) \cdot g(x, y) \quad \forall (x, y) \in \text{Kontaktfläche} \quad (2.14)$$

wobei

$$f(x, y) = \left\{ 1 - \left| \frac{x}{l_x(y)} \right|^\alpha \right\}, \quad (2.15)$$

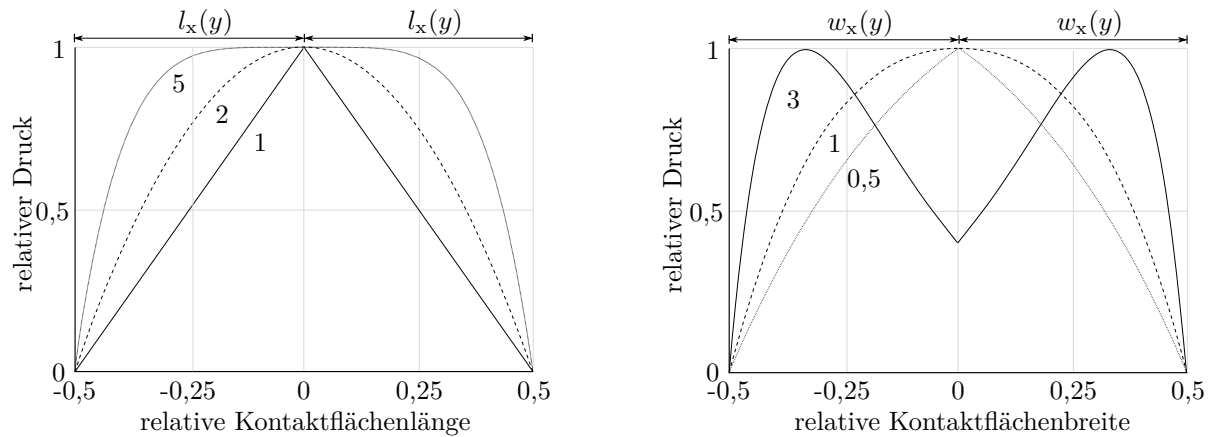
$$g(x, y) = \left\{ \left(1 - \left| \frac{y}{W_y(x)} \right| \right) \cdot \left(\frac{1}{g_{\max}} \right) \exp \left(-\beta \left(1 - \left| \frac{y}{W_y(x)} \right| \right) \right) \right\} \quad (2.16)$$

wobei α und β Formparameter für die x - bzw. y -Richtung sind, wie in den Abbildungen 2.36a und 2.36b zu sehen ist. Der Maximalwert g_{\max} von $g(x, y)$ wird abhängig von β berechnet mit

$$\begin{aligned} \beta \leq 1 : g_{\max} &= \exp(-\beta) \\ \beta > 1 : g_{\max} &= \frac{\exp(-1)}{\beta}. \end{aligned} \quad (2.17)$$

Darüber hinaus ist F_Z die Radlast und $C(\alpha, \beta, a, b, n)$ eine Funktion, welche eine Konstante für die Integration über die Kontaktflächenenerträge F_Z definiert. Die halbe Länge der Grundfläche in x -Richtung bei einer gegebenen y -Position ist $l_x(y)$ und $w_y(x)$ ist die halbe Breite in y -Richtung bei einer gegebenen x -Position. Die in Abbildung 2.36a dargestellte Funktion $f(x, y)$ ist eine Potenzfunktion, während die Funktion $g(x, y)$ aus Abbildung 2.36b eine Exponentialfunktion ist. Die Potenzfunktion beschreibt die Spannungsverteilung über die Reifenlänge (in Fahrtrichtung) und die Exponentialfunktion jene über die Reifenbreite (quer zur Fahrtrichtung) (Schjøning et al., 2015).

Tabelle 2.5 stellt eine Übersicht über die am weitesten verbreiteten mathematischen Ansätze zur Modellierung der Bodendruckverteilung innerhalb der Reifenaufstandsfläche dar. Es wird ersichtlich, dass das FRIDA Bodendruckverteilungsmodell im Gegensatz zu anderen Ansätzen ermöglicht, die Druckverteilung in Abhängigkeit der Länge und Breite der Reifenaufstandsfläche zu modellieren.



(a) Darstellung der verschiedenen Formen, die $f(x, y)$ für verschiedene Werte von $\alpha = 5$, $\alpha = 2$, und $\alpha = 1$ annehmen kann (Schjønning et al., 2008).

(b) Darstellung der verschiedenen Formen, die $g(x, y)$ für $\beta = 3$, $\beta = 1$ und $\beta = 0,5$ annehmen kann (Schjønning et al., 2008).

Abbildung 2.36: Formen, die $f(x, y)$ und $g(x, y)$ annehmen können.

Tabelle 2.5: Ansätze zur Modellierung der Bodendruckverteilung innerhalb der Reifenaufstandsfläche.

Ansatz	Eignung	Anwendung	Literaturverweis
konstante Druckverteilung	geringe Anforderungen an Abbildungsgüte, geringer Sturz, vereinfachte Berechnung	HEACOCK HESSE KIM RILL	(Heacock et al., 1953) (Hesse, 2011) (D. H. Kim et al., 2007) (Rill, 1994)
Druckverteilung in Abhängigkeit von der Länge oder Breite der Aufstandsfläche	mittlere Anforderungen an Abbildungsgüte, geringer Sturz, Fahrdynamiksimulation	BAI BEAL TSIOTRAS	(Bai et al., 2013) (Beal et al., 2020a; Beal et al., 2020b) (Tsiotras et al., 2004)
Druckverteilung in Abhängigkeit von der Länge und Breite der Aufstandsfläche (symmetrisch)	hohe Anforderungen an Abbildungsgüte, geringer Sturz, Fahrdynamiksimulation, zusätzliche Eignung für nachgiebige Fahrbahnen (Ackerböden)	FRIDA-Modell	(Keller, 2005; Schjønning et al., 2008; Schjønning et al., 2015)

Der Ansatz geht jedoch von einer Symmetrie um die Reifenlängs- und Querachse aus und kann somit eine asymmetrische Bodendruckverteilung, welche bei einem Radsturz auftritt, nicht modellieren. Darüber hinaus kann die genannte Funktion maximal zwei Hochdruckspitzen erzeugen, die möglicherweise nicht ausreichen, um die Bodendruckverteilung, insbesondere bei höheren Reifensturzwerten, ausreichend genau zu beschreiben. So ist in Abschnitt 2.3.3 zu sehen, dass in der Reifenaufstandsfläche bis zu drei Hochdruckspitzen auftreten.

In diesem Abschnitt wurden verschiedene Ansätze zur Modellierung der Reifenaufstandsfläche und der Bodendruckverteilung beschrieben. Es wurde ersichtlich, dass der symmetrische Reifen-Fahrbahn-Kontakt mit bereits vorhandenen Modellen abgebildet werden kann. Die Möglichkeit einer asymmetrischen Modellierung der Bodendruckverteilung ist in aktueller Literatur jedoch noch nicht weiter erforscht.

2.8 Modellierung der Reibung

In diesem Abschnitt werden die am weitesten verbreiteten Ansätze zur Modellierung von Reibungsmechanismen (vgl. Abschnitt 2.3.2) vorgestellt, da diese, neben der Bodendruckverteilung in der Reifenaufstandsfläche, die Basis von Reifenmodellen bilden. Es werden die Grundlagen des statischen Reibungsmodells nach Coulomb und Stribeck vermittelt, worauf das dynamische Modell nach Dahl und LuGre folgt. Am Ende der Beschreibung eines jeden Reibungsmodells wird kurz auf dessen Anwendung in der Reifenmodellbildung eingegangen.

2.8.1 Coulomb'sches Reibungsmodell

Das klassische, statische Reibungsmodell nach Coulomb ist am weitesten verbreitet und in Abbildung 2.37 dargestellt. Die Reibungskraft F_μ ist proportional zur Normalkraft F_N , gegen die Bewegung orientiert und unabhängig von der Kontaktfläche (Armstrong-Helouvry et al., 1994).

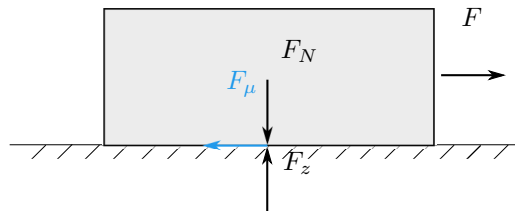


Abbildung 2.37: Coulomb'sches Reibungsmodell

Beim Coulomb-Reibungsmodell ist die Gleitreibung von der Gleitgeschwindigkeit und der Temperatur unabhängig. Die Haft- und Gleitreibungskräfte unterscheiden sich jedoch (Popov, 2015). Mathematisch lässt sich das statische Reibungsgesetz wie folgt definieren:

$$F_\mu = \begin{cases} -\mu_G \cdot F_N & \text{für Gleitreibung, d.h. } \dot{x} < 0 \\ \pm\mu_H \cdot F_N & \text{für Haftreibung, d.h. } \dot{x} = 0 \\ +\mu_G \cdot F_N & \text{für Gleitreibung, d.h. } \dot{x} > 0 \end{cases} \quad (2.18)$$

Die Reibungskraft F_μ ist hierbei abhängig von der Normalkraft F_N , der Relativgeschwindigkeit \dot{x} sowie von den Reibungskoeffizienten für Haft- und Gleitreibung μ_H und μ_G . Der Reibungsvektor zeigt dabei in die der Bewegung entgegengesetzte Richtung.

Neben seiner Anwendung in sehr einfachen, statischen Reibungsmodellen für Prinzipuntersuchungen findet das Coulomb-Reibungsmodell jedoch auch seinen Einsatz, um die Reibung bei komplexen, dynamischen Bürstenmodellen (vgl. Abschnitt 2.8.4) abzubilden. So schlägt BEAL (Beal et al., 2020b) ein Reifenmodell einer diskretisierten Aufstandsfläche und einem 1D-Coulomb-Reibungsmodell für die Bürstenreibung vor, während BAI in (Bai et al., 2013) eines mit einer diskretisierten 2D-Aufstandsfläche und einem 2D-Coulomb-Reibungsmodell beschreibt.

2.8.2 Stribeck-Reibungsmodell

1902 beschrieb Richard Stribeck erstmals die Reibung zwischen zwei Körpern als Funktion der Geschwindigkeit. Grundlage sind vier verschiedene Reibungszustände in geschmierten Systemen (Olsson et al., 1998), wobei sich der Reibkraftverlauf nach RUDERMAN (Ruderman, 2012) teilweise auch auf den Reifen übertragen lässt. Abbildung 2.38 stellt die vier Reibungszustände des Stribeck Modells dar.

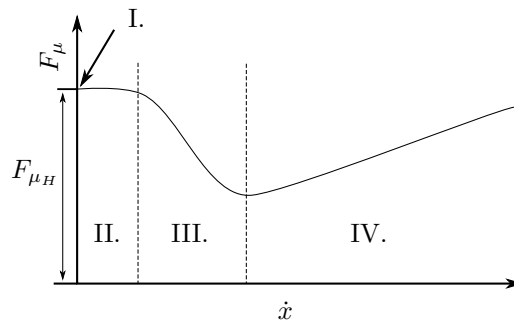


Abbildung 2.38: Stribeck-Reibungsmodell. Reibungskraft F_μ in Abhängigkeit von der Reibgeschwindigkeit \dot{x} (Armstrong-Helouvry et al., 1994).

In Zustand I. liegt eine Haftreibung vor und es findet kein Gleiten statt. Dennoch gibt es eine elastische Deformation, welche auch unter den englischen Begriffen „micro slip“ oder „presliding displacement“ bekannt ist (Olsson et al., 1998).

Zustand II. beschreibt die Grenzreibung, bei welcher, ähnlich wie in Zustand I., der Fluidfilm eine unbedeutende Rolle spielt. Grund hierfür ist, dass noch keine adäquaten Geschwindigkeiten, wie sie für die Ausbildung eines Fluidfilms zwischen den Oberflächen notwendig sind, vorliegen. Somit handelt es sich hierbei (noch) um einen Festkörperkontakt.

In Zustand III. herrscht Mischreibung. Dies bedeutet, dass sowohl Grenzreibung als auch viskose Reibung vorliegen. Durch die Bewegung wird ein Fluidfilm von außen in die Reibflächen gezogen, wobei weiterhin direkter Kontakt zwischen den Kontaktspitzen herrscht. Da die viskose Reibung in der Regel geringer ist als die Grenzreibung, sinkt die Reibkraft in diesem Zustand mit steigender Geschwindigkeit, also bei zunehmend viskoser Reibung.

In Zustand IV., der rein viskosen Reibung, ist der hydrodynamische Druck groß genug, um einen vollständigen Fluidfilm auszubilden. Die Grenzschichten berühren sich nicht mehr und die Reibkraft ist abhängig von der inneren Reibung des Films. Aufgrund dessen steigt die Reibkraft mit der Zunahme der Gleitgeschwindigkeit wieder an (Armstrong-Helouvry et al., 1994).

Obwohl es sich bei dem trockenen Reifen-Fahrbahn Kontakt nicht um ein klassisches geschmiertes²⁹ System handelt, ist die Stribeck-Kurve auf den Reifenreibungsverlauf übertragbar. Bei einer auftretenden Trockenreibung entwickelt sich der Stribeck-Effekt nach einem ähnlichen Prinzip wie bei viskoser Reibung. Mit steigender Relativgeschwindigkeit verkürzt sich die Zeit zum ineinander Versinken der Kontaktflächen, wodurch die Reibung zunächst abnimmt. Die weiterhin

²⁹Die Kontaktfläche zwischen Reifen und Straße ist beim Standparkiermanöver nicht geschmiert, weshalb es sich um Trockenreibung handelt. Es wird jedoch nicht ausgeschlossen, dass sich durch die Bewegung ein Staubfilm oder Ähnliches bildet.

steigende Relativgeschwindigkeit führt zu einem höheren Energieniveau der aneinanderprallenden Flächenunebenheiten und somit zu einer erneuten Vergrößerung der wirkenden Reibungskräfte (Ruderman, 2012). Diese Übertragbarkeit des Reibkraftverlaufs zeigt ein Vergleich der Stribeck-Kurve (vgl. Abbildung 2.38) mit dem in Abbildung 2.7 dargestellten geschwindigkeitsabhängigen Reifenreibwert.

Eine Annäherung des Stribeck-Verhaltens über alle vier Zustände ist mittels folgender Funktion möglich (Wit et al., 1995):

$$F_{\mu}(\dot{x}) = F_{\mu_G} + (F_{\mu_H} - F_{\mu_G}) \cdot e^{(-\frac{\dot{x}}{\dot{x}_s})^2} + d_v \cdot \dot{x} \quad (2.19)$$

Die Reibkraft F_{μ} ist hierbei abhängig von der Gleitreibung F_{μ_G} , der Haftreibung F_{μ_H} , der Geschwindigkeit \dot{x} , dem viskosen Reibungskoeffizienten d_v sowie von der Stribeck-Geschwindigkeit \dot{x}_s .

Das geschwindigkeitsabhängige Reibungsgesetz lautet dann wie folgt:

$$F_{\mu} = \begin{cases} \pm F_{\mu_H} & \text{falls } \dot{x} = 0 \\ F_{\mu_G} + (F_{\mu_H} - F_{\mu_G}) \cdot e^{(-\frac{\dot{x}}{\dot{x}_s})^2} + d_v \cdot \dot{x} & \text{falls } \dot{x} \neq 0 \end{cases} \quad (2.20)$$

Das Stribeck-Reibungsmodell ermöglicht eine geschwindigkeitsabhängige Beschreibung des Reifenreibwerts. Da es sich jedoch um ein statisches Modell handelt, wird es häufig in komplexere dynamische Modelle integriert (Deur et al., 2004), wie beispielsweise in das LugGre Modell (W. Liang et al., 2008; van Zanten et al., 1989; van Zanten et al., 1990). Unter anderem wird das Stribeck-Reibungsmodell auch in (Weinberger, 2014) für die Berechnung des Bohrmoments in einem dynamischen Reifenmodell angewandt.

2.8.3 Dahl-Reibungsmodell

Das Dahl-Modell ermöglicht eine Beschreibung des Reifenverhaltens im Bereich des „presliding displacements“ (vgl. Stribeck Zustand I) (Dahl, 1968). In diesem Zustand der Haftreibung besteht die Möglichkeit, dass sich der Reifen verschiebt. Aufgrund der speziellen Reifencharakteristik³⁰ übt dies im Haftbereich einen großen Einfluss auf den Kräfteverlauf beim Parkieren im Stand aus.

Ausgangspunkt des Dahl-Modells ist das Spannungs-Dehnungs-Diagramm von spröden Materialien. Bei zunehmender Dehnung steigt die Reibungskraft degressiv bis die Körper voneinander losbrechen (Olsson et al., 1998). Die wegabhängige Reibungskraft wird mittels folgender Differentialgleichung modelliert (Olsson et al., 1998):

$$\frac{dF_{\mu}}{dx} = \sigma \cdot \left(1 - \frac{F_{\mu}}{F_{\mu_G}} \cdot \text{sgn}(\dot{x})\right)^{\alpha} \quad (2.21)$$

Der Reibungskraftverlauf ist hierbei abhängig vom aktuellen Reibungszustand F_{μ} , von der maximal übertragbaren Gleitreibung F_{μ_G} , von der Steifigkeit σ , der Geschwindigkeit \dot{x} sowie dem Dahl-Formparameter α .

Abbildung 2.39 zeigt die für das Dahl-Modell typische Hystereseschleife. Diese entsteht durch die Reibungsverzögerung nach einer Geschwindigkeitsänderung. Die Steifigkeit σ beeinflusst die

³⁰Im Vergleich zu Materialien wie Stahl oder Aluminium besitzt ein Reifen eine geringe Steifigkeit und eine hohe Haftreibungsgrenze.

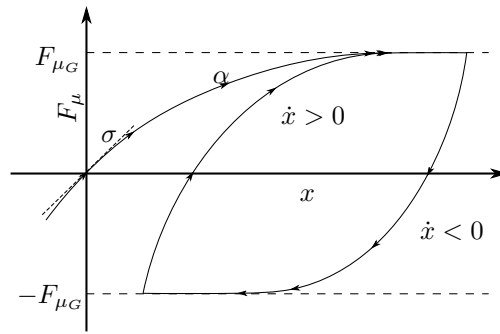


Abbildung 2.39: Hysterese des Dahl-Modells. Reibkraft F_μ als Funktion der Verschiebung $x(t)$ (Olsson et al., 1998).

Steigung der Reibungskraft F_μ zu Beginn der Simulation und nach jedem Nulldurchgang der Geschwindigkeit \dot{x} . Der Dahl-Formparameter α beschreibt dabei den Übergang zum Erreichen der maximalen Reibungskraft $F_\mu = F_{\mu_G}$. Niedrigere Werte für α bewirken hierbei ein früheres Erreichen der maximal übertragbaren Reibungskraft. Der Dahl-Formparameter definiert somit die Reibungsverzögerung, den sogenannten Reibungsnachlauf. Die maximale Reibkraft \hat{F}_R in diesem Modell ist linear abhängig von der maximal übertragbaren Gleitreibung F_{μ_G} . Solange die Reibung F_μ zum Zeitpunkt $t = 0$ geringer als die maximal übertragbare Gleitreibung F_{μ_G} ist, kann sie diese nicht überschreiten. Das Dahl-Modell ist von der Verschiebung und dem Vorzeichen der Geschwindigkeit abhängig. Dies impliziert, dass die Reibung lediglich positionsabhängig ist und, bis auf das Vorzeichen der Geschwindigkeit, unabhängig von dieser ist.

Das Dahl-Modell kann zu einem dynamischen, zeitabhängigen Modell erweitert werden:

$$\frac{dF_\mu}{dt} = \frac{dF_\mu}{dx} \cdot \frac{dx}{dt} = \sigma \cdot \left(1 - \frac{F_\mu}{F_{\mu_G}} \cdot \operatorname{sgn}(\dot{x}) \right)^\alpha \cdot \dot{x} \quad (2.22)$$

Dieses Modell ist eine Verallgemeinerung der gewöhnlichen Coulomb-Reibung³¹ und erfasst weder den geschwindigkeitsabhängigen Stribeck-Effekt, noch die Haftreibungsgrenze. Dies ist auch der Grund, weshalb es mehrmals erweitert wurde.

Das Dahl-Reibungsmodell wird beispielsweise von SORINE (Sorine et al., 2000) in ein dynamisches Reifenmodell implementiert. Dabei wird eine zwei Freiheitsgrade umfassende Verallgemeinerung verwendet, um das elementare Reibungsverhalten zwischen den Reifenlaufflächen und dem Boden zu beschreiben (Bliman et al., 1993; Sorine, 1998).

2.8.4 LuGre-Bürstenreibungsmodell

Das dynamische LuGre³² Reibungsmodell ist eine der bekanntesten Weiterentwicklungen des Dahl-Modells (Olsson et al., 1998). Hier werden die Rauigkeitsspitzen der aneinander reibenden Flächen als Bürsten interpretiert. Das Prinzip dieses „Bürstenmodells“ ist in Abbildung 2.40 dargestellt. Die Reibung wird über die durchschnittliche Verschiebung z der Bürsten, von der jede

³¹Für den quasistationären Fall $\frac{dF_\mu}{dt}$ und $v = \text{konst.}$ ergibt sich der vereinfachte Fall des Coulombgesetzes ohne zusätzliche Haftgrenze.

³²Der Name setzt sich aus den Wirkstätten der beteiligten Wissenschaftler (Lund und Grenoble) zusammen (Johanastrom et al., 2008).

Borste als eine elastische Feder abgebildet wird, modelliert. Unter Einwirkung einer tangentialen Kraft verformen sich die Bürsten solange wie Federn, bis deren Auslenkungen ausreichend groß ist und sie zu rutschen beginnen. Die durchschnittliche Bürstenverschiebung nimmt mit zunehmender Geschwindigkeit \dot{x} ab, wodurch der Stribeck-Effekt modelliert wird.

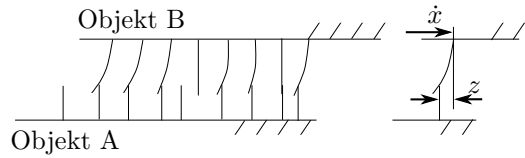


Abbildung 2.40: Bürstenmodell (Kubisch, o. D.).

Die mathematische Beschreibung des LuGre-Modells lautet (Olsson et al., 1998):

$$F_\mu = k_0 \cdot z + k_1 \cdot \frac{dz}{dt} + d_v \cdot \dot{x} \quad (2.23)$$

Hierbei entspricht der Parameter k_0 die Borstensteifigkeit, k_1 den Borstendämpfungskoeffizienten, d_v den viskosen Reibungskoeffizienten und \dot{x} die Relativgeschwindigkeit. Die interne Zustandsvariable z , welche die mittlere Borstenauslenkung beschreibt, wird wie folgt berechnet:

$$\frac{dz}{dt} = \dot{x} - k_0 \cdot \frac{|\dot{x}|}{g(\dot{x})} \cdot z \quad (2.24)$$

Mittels der Funktion $g(\dot{x})$ lässt sich der Stribeck-Effekt im Grenzreibungs- und Mischreibungsbereich (vgl. Abschnitt 2.8.2) modellieren (Wit et al., 1995).

$$g(\dot{x}) = F_{\mu_G} + (F_{\mu_H} - F_{\mu_G}) \cdot e^{(-\frac{\dot{x}}{\dot{x}_s})^2} \quad (2.25)$$

Ähnlich wie das Dahl-Modell zeigt das LuGre-Modell eine Hysterese, die im Bereich vor dem Losbrechen von der Frequenz der Geschwindigkeit abhängig ist und mit steigender Frequenz breiter wird. Mit diesem Modell ist es zusätzlich möglich, die geschwindigkeitsabhängigen Reibungsphänomene zu modellieren. Hierzu zählen unter anderem die durch den Stribeck-Effekt verursachte variierende Losbrechkraft und der Reibungsnachlauf³³.

Basierend auf den Ergebnissen von RAJAPAKSHE in (Rajapakshe et al., 2010) ist das LuGre-Reifen-Reibungsmodell ein potenzielles Modell zur Berechnung des Reibungsverhaltens eines Reifens auf verschiedenen Fahrbahnbelägen. Insbesondere dann, wenn deren Reibparameter anhand von Messdaten mit dem abzubildenden Reifen identifiziert werden können. So dient das LuGre-Reibungsmodell beispielsweise im Reifenmodell von VELENIS in (Velenis et al., 2005; Velenis et al., 2005) der Reibungsmodellierung. Es wurde zudem von LIANG in (W. Liang et al., 2008) für eine genauere Simulation der Reifenreibungskräfte weiterentwickelt.

2.9 Reifenprüfstände

Reifenprüfstände dienen dazu, das reifenspezifische Verhalten unter gegebenen Randbedingungen messtechnisch zu erfassen. Sie werden typischerweise dazu verwendet, Reifenmodelle zu parametrieren. Im Rahmen dieser Arbeit dienen die Reifenprüfstände maßgeblich dem Aufbau des Wirkkettenverständnisses sowie der Parametrisierung und Validierung von Reifenmodellen.

³³Wurde in (Hess et al., 1990) untersucht.

In diesem Abschnitt werden bedeutende Prüfstände und Messverfahren zur Ermittlung der für das Parkieren im Stand relevanten Reifeneigenschaften erläutert. Zuerst erfolgt die Beschreibung der Prüfstände zur Messung der Reifenkräfte und -momente, ehe im Anschluss auf die verschiedenen Verfahren zur Erfassung der Bodendruckverteilung in der Reifenaufstandsfläche eingegangen wird.

2.9.1 Messung der Reifenkräfte und -momente

Die Reifenkräfte und -momente können entweder auf Indoorprüfständen, wie beispielsweise einem Flachbahn- sowie Steifigkeitsprüfstand, oder mit Hilfe eines Reifenmessanhängers (Trailer) auf realen Fahrbahnen ermittelt werden.

2.9.1.1 Flachbahnreifenprüfstand



Abbildung 2.41: Flat-Trac III. CT Reifenprüfstand (MTS Systems Corporation, 2022).

Flachbahnprüfstände bestehen im Wesentlichen aus zwei Elementen: dem Reifenantrieb und einer Flachbahn. Der Reifenantrieb erfolgt über einen Elektromotor, welcher an einem schwenkbaren Hubkolben befestigt ist, der die Vertikalkraft aufbringt. Die Fahrbahn wird durch ein Stahlband repräsentiert, welches über zwei Rollen mit großem Durchmesser gespannt ist. Um die Rauigkeit des Straßenasphalts möglichst genau zu simulieren, liegt dem Stahlband eine Schicht Schleifpapier (Korund 120) auf. Dieses wurde in einem speziellen Verfahren glättend vorbehandelt, sodass Druckspitzen an der Oberfläche sowie übermäßiger Abrieb vermieden werden können.

Die verbreitetsten Vertreter dieser Prüfstandskategorie sind die „Flat-Trac“-Systeme der Firma MTS. Abbildung 2.41 stellt den von der BMW Group genutzten Flat-Trac III. CT Flachbahn-Reifenprüfstand dar.

Die Bohrmomentmessungen erfolgen bei einer Drehung des Reifens um seine vertikale Achse unter 0° Sturz, wobei auf diesem Reifenprüfstand die Räder nicht gebremst beziehungsweise blockiert werden können. Eine Messung unter Sturz ist nicht möglich, da der Reifen dabei durch die asymmetrische Bodendruckverteilung zu rollen beginnen würde. Bei 0° Sturz und dem dabei symmetrischem Reifenverhalten rollt der Reifen, obwohl er ungebremst ist, hingegen nicht. Da

das Rad nicht gebremst ist und der Reifen nicht in Querrichtung bewegt werden kann, ist eine Erfassung der Reifeneigenschaften bei einer Translation des Reifens in Längs- und Querrichtung mit diesem Prüfstandtyp ebenfalls nicht möglich.

Ein Schwachpunkt des Prüfstands ist zudem das dünne Stahlband, welches die Fahrbahn repräsentiert. Durch seine Führung über die zwei Rollen justiert sich dieses durch die Bewegung der Rollen selbst. Bei einer Bohrmomentmessung bewegen sich die Rollen jedoch nicht, wodurch keine Selbstjustierung des Stahlbandes erfolgt und sich dieses leicht verschiebt. Die Wärme, die durch die Reibung zwischen Reifen und dem Stahlband entsteht, wird üblicherweise über die Rollen des Prüfstands abgeführt. Wenn sich bei Bohrmomentmessungen der erwärmte Teil des Stahlbands nicht über die Stahlrollen des Prüfstands bewegt, kann die Wärme also nur in geringem Maße abgeführt werden. Es folgt eine lokale Überhitzung des wärmeempfindlichen Stahlbandes im Bereich der Reifenaufstandsfläche. Die fehlende Selbstjustierung und Wärmeableitung des Prüfstands bei Bohrmomentmessungen führen dazu, dass die Reproduzierbarkeit der Reifenmessungen mit $\pm 10\%$ relativ gering ist.

2.9.1.2 Steifigkeitsprüfstand



Abbildung 2.42: Steifigkeitsprüfstand des IKA (C. Bachmann et al., 2017).

Steifigkeitsprüfstände wurden speziell dazu entwickelt, die quasistatischen Reifeneigenschaften (vgl. Abschnitt 2.3.4.3) eines nicht rollenden Reifens zu ermitteln. Sie eignen sich insbesondere zur Durchführung präziser, quasistationärer Messungen mit hoher Wiederholgenauigkeit. Stellvertretend für diesen Prüfstandstyp ist der in Abbildung 2.42 gezeigte Prüfstand des IKA³⁴ (C. Bachmann et al., 2017), dessen Messungen unter anderem dafür genutzt werden, FTire Reifenmodelle zu parametrieren.

Im Gegensatz zu Flachbahnprüfständen wird die Fahrbahn durch eine Platte repräsentiert und der Reifen nicht drehbar gelagert. Dadurch weisen diese Prüfstandstypen hohe Eigensteifigkeiten auf und sind in der Lage, ca. doppelt so hohe Kräfte wie ein Flat-Trac IV CT Flachbahnprüfstand

³⁴Institut für Kraftfahrzeuge Aachen.

zu messen (Institut für Kraftfahrzeuge, 2017). Der Reifen kann gegenüber der Fahrbahn sowohl translatorisch als auch rotatorisch bewegt werden. Bei quasistatischen Messungen der Längs-, Quer- und Vertikaleigenschaften besteht zudem die Möglichkeit, verschiedene Sturzwinkel einzustellen. Das Bohrmoment des Reifens kann hingegen lediglich bei 0° Sturz erfasst werden.

2.9.1.3 Reifenmessanhänger



Abbildung 2.43: Reifenmessanhänger der Firma Siemens (ehemals TASS) (I. J. M. Besselink, 2019).

Neben Prüfstandsversuchen, welche unter Laborbedingungen durchgeführt werden, finden zur Messung von Reifeneigenschaften auch Außenversuche auf realen Fahrbahnen statt. Abbildung 2.43 zeigt hierfür stellvertretend das Fahrzeug der Firma Siemens (ehemals TASS) zum Vermessen von Reifen auf realen Teststrecken. Hierbei wird der zu vermessende Reifen in einem hochbelasteten LKW-Anhänger auf einer hydraulischen Radführung installiert (Einsle, 2011). Während das Messfahrzeug mit der vorgesehenen Messgeschwindigkeit über die Teststrecke gefahren wird, stellt die hydraulische Einheit die gewünschte Radlast sowie den Sturz- und Schräglaufwinkel ein. Die am Reifen wirkenden Reaktionsgrößen werden dann an der Radnabe erfasst (Wassertheurer, 2019).

Das Fahrzeugrad kann einem konstanten oder schwenkenden Lenkwinkel von -18° bis $+18^\circ$ und einem Radsturz von -5° bis $+30^\circ$ ausgesetzt werden (Pacejka, 2012). Eine Einschränkung des Messanhängers ist, dass die Radmitte einen Versatz zur Drehachse aufweist. Dadurch wird der Reifen bei einer Drehung auch translatorisch verschoben. Eine Messung des Bohrmoments, bei welchem der Reifen lediglich um seine vertikale Achse rotiert, ist somit nicht möglich.

2.9.2 Messung der Bodendruckverteilung

Für die Messung der Druckverteilung im Reifen-Fahrbahn-Kontakt existieren verschiedene Methoden. Die am weitesten verbreiteten Verfahren basieren entweder auf Tinte, Optik oder Kraftsensorik. Im Folgenden werden diese drei Verfahren anhand je eines Beispiels erläutert.

2.9.2.1 Tintenbasierte Verfahren

Im sehr einfachen, tintenbasierten Verfahren wird Tinte auf die Lauffläche des Reifens aufgetragen und diese vorsichtig auf Gitterpapier abgesenkt (Lu et al., 2010). Der dabei entstehende Abdruck zeigt die Reifenaufstandsfläche, jedoch nicht die Druckverteilung (Fernando et al., 2006). Diese können nur fortgeschrittenere, tintenbasierte Verfahren erfassen, wie beispielsweise die Fuji-Druckmessfolie, welche in (Bachus et al., 2006) beschrieben wird. Die Folie besteht aus zwei aktiven Schichten. Eine Schicht enthält mikroverkapselte farbbildende Kapseln und die andere

eine Farbentwicklungsmasse. Wenn Druck ausgeübt wird, brechen die Mikrokapseln auf und färben die Farbentwicklungsschicht ein. Die Farbdichte ist proportional zum Druck, woraus Schlüsse über die Druckverteilung gezogen werden können. Dieses tintenbasierte Verfahren liefert, je nach angewandter Nachbearbeitungsmethode, eine Fehlerquote zwischen 9 % bis 41 % (Bachus et al., 2006).

2.9.2.2 Optische Verfahren

Es existieren verschiedene optische Verfahren zur Messung der Bodendruckverteilung in der Reifenaufstandsfläche. So wird beispielsweise in (Kenarsari et al., 2017) digitale Nahbereichs-Photogrammetrie genutzt, während hingegen in (Guthrie et al., 2017) ein Verfahren beschrieben wird, bei welchem Kameras im Inneren des Reifens die Bodendruckverteilung in der Reifenaufstandsfläche erfassen. Die am weitesten verbreitete Methode basiert jedoch auf dem physikalischen

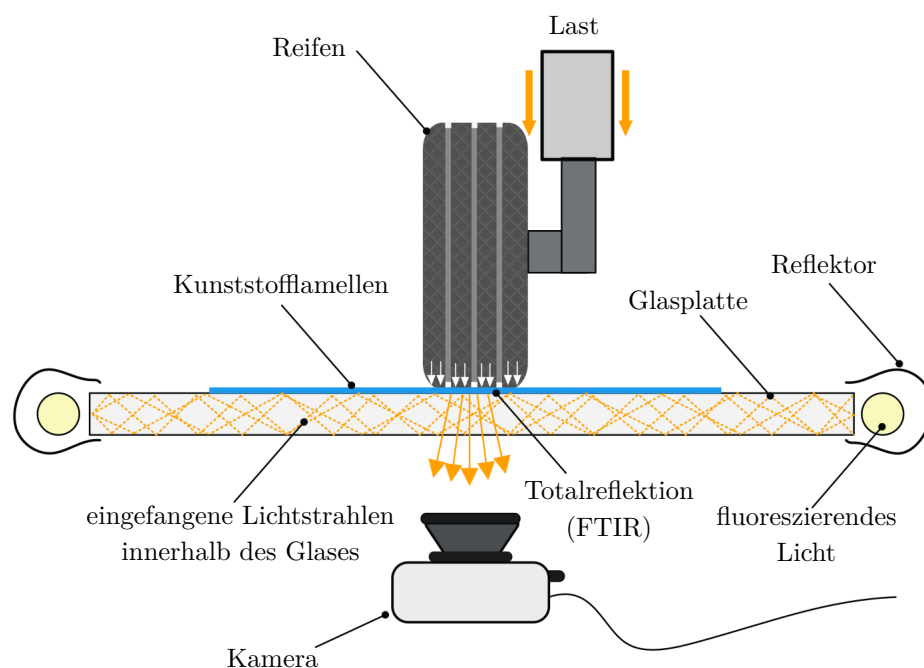


Abbildung 2.44: Messung der Bodendruckverteilung, bei welcher das FTIR Phänomen genutzt wird. Darstellung in Anlehnung an (Castillo Aguilar et al., 2017; Gent et al., 2006).

Phänomen der „frustrierten Totalreflexion“ (engl. „frustrated total internal reflection“, „FTIR“) (Zhu et al., 1986). Zur Messung der Bodendruckverteilung zwischen Reifen und Fahrbahn wird das FTIR Phänomen unter anderem von KENARSARI in (Kenarsari et al., 2017) genutzt. Die entsprechende Messmethode ist in Abbildung 2.44 dargestellt und wurde zur Messung eines Drucks erstmals von CHODERA in (Chodera et al., 1957) vorgestellt.

Das Verfahren besteht darin, eine dünne Kunststoffgrenzfläche auf Glas zu platzieren. Das Glas wird mit Licht von außen beleuchtet, so dass die Lichtstrahlen durch totale innere Reflexion in ihr eingeschlossen werden. Der Reifen übt Druck auf den Kunststoff aus, wodurch die totale Reflexion des Lichts gestört wird. In diesen Druckstellen entstehen helle, druckproportionale Bereiche. Das Bild wird dann von einer Kamera aufgenommen und erfasst die Bodendruckverteilung in der Reifenaufstandsfläche (Castillo Aguilar et al., 2017).

2.9.2.3 Kraftsensor-Verfahren

Kraftsensor-Prüfsysteme bestehen aus einem Raster von Kraft- oder Drucksensoren, die im Allgemeinen entweder auf der Straße eingebettet oder als Matte ausgebildet sind. Es existieren verschiedene Varianten dieser Systeme. So wird beispielsweise in (Keller, 2005) und (Schjønning et al., 2008) ein Verfahren verwendet, welches Wägezellen nutzt. In (Castillo Aguilar et al., 2017) und (Sakai, 1981) finden hingegen piezoresistive oder piezoelektrische Sensoren Anwendung.



Abbildung 2.45: Tekscan VersaTek TireScan System (Tekscan Inc, 2018).

Ein handelsübliches System mit taktilen Drucksensoren auf Basis piezoresistiver Eigenschaften ist das „Tekscan TireScan Footprint Pressure Mapping System“, welches in (Bachus et al., 2006) und (C. Liang et al., 2013) genutzt wird. Eine Darstellung eines solchen Systems mit Druckmatten für statische und dynamische Lastmessungen ist in Abbildung 2.45 zu sehen.

Es besteht aus einer sehr dünnen und inkompressiblen Matte mit einem Gitter aus dicht gepackten Kraftsensoren. Diese Matten können, je nach Anwendung, unterschiedliche Auflösungen aufweisen. Spezielle Versionen zur Messung der Bodendruckverteilung des Reifens weisen Auflösungen von 2 bis 96,9 Sensorelementen pro cm^2 und Druckbereiche von 0 MPa bis 4,1 MPa auf. Gemäß der Herstellerspezifikation (Tekscan Inc, 2018) weist das System bei der Messung der Bodendruckverteilung eine maximale Abweichung von 5 % auf, welche von BACHUS in (Bachus et al., 2006) bestätigt wurde. Die hohe Reproduzierbarkeit des Tekscan Messsystems wurde auch in (Brenton-Rule et al., 2012) ausgewiesen, weshalb die Tekscan Druckmessmatten in klinischen Studien, wie beispielsweise bei der Messung des Fußabdrucks, Anwendung finden.

Die vorangegangenen Abschnitte vermittelten die Grundlagen der für die Lenkungsauslegung relevanten Komponenten, Methoden, Modelle und Prüfverfahren. Dabei wurde deutlich, dass insbesondere die Mechanismen und Modelle zur Beschreibung der Zahnstangenkraft bei höheren Sturzwerten bisher keine wissenschaftliche Betrachtung fanden, obwohl bei diesen die maximalen Kräfte wirken. Dies liegt maßgeblich am Mangel an reproduzierbaren Gesamtfahrzeugmessungen sowie Untersuchungen von Reifen- und Bodendruckverhaltensverhalten bei hohen Sturzwerten. Diese Messdaten würden der Analyse der Wirkkette sowie der darauf basierenden Modellbildung

und Validierung von Simulationsmodellen dienen. Neben den Messungen ist jedoch auch die Simulation der maximal an der Lenkung wirkenden Zahnstangenkraft ungenau. Der Grund hierfür liegt vor allem an den verfügbaren Reifenmodellen, welche das Reifenverhalten, insbesondere die Bodendruckverteilung in der Reifenaufstandsfläche, bei hohen Sturzwerten unzureichend abbilden.

In diesem Abschnitt erfolgt die Erfassung und Analyse der für das Parkieren im Stand relevanten Wirkmechanismen. Hierfür werden Messmethoden und Prüfstände für parkierspezifische Bedingungen auf den drei wirkkettenrelevanten Ebenen Gesamtfahrzeug, Reifen und Reifen-Fahrbahn-Kontakt entwickelt. Nach Durchführung der Messungen werden die Ergebnisse analysiert und die kausalen Zusammenhänge erläutert. Neben dem Aufbau des Wirkkettenverständnisses dienen die in diesem Kapitel durchgeführten Messungen zudem als Referenz für die Reifenmodellentwicklung und Validierung der Simulationsergebnisse.

In Abschnitt 3.1 erfolgt auf Gesamtfahrzeugebene eine Untersuchung der relevanten Einflussfaktoren auf die beim Parkieren im Stand wirkende Zahnstangenkraft. Im Anschluss werden in Abschnitt 3.2 die Reifenkräfte und -momente bei parkierrelevanten Betriebsbedingungen untersucht. Die Analyse der Bodendruckverteilung in der Reifenaufstandsfläche ist in Abschnitt 3.3 beschrieben. In Abschnitt 3.4 werden die zuvor identifizierten Wirknetze in einer Gesamtübersicht zur Entstehung der Zahnstangenkraft grafisch zusammengefasst.

3.1 Gesamtfahrzeugmessungen - Standparkieren

In diesem Abschnitt stehen die Fahrzeugmessungen, bei denen die maximal wirkende Zahnstangenkraft erfasst wird, im Fokus. Ziel der Gesamtfahrzeugmessungen ist, den Einfluss der einzelnen Wirkmechanismen zu quantifizieren, um eine gezielte Weiterentwicklung der Simulationsmodelle zu ermöglichen. Zudem gelten diese Messungen dann als Referenz zur Validierung der Simulation.

Wie in Abschnitt 2.5.5 beschrieben, weisen aktuelle Standparkiermessungen eine geringe Reproduzierbarkeit auf, wodurch der Einfluss einzelner Parameter wie beispielsweise Radlast, Reifenfülldruck oder Sturz nur eingeschränkt evaluiert werden kann. Um die Wirkkette zur Entstehung der Zahnstangenkraft zu verstehen, wird deshalb zuerst eine Messmethode entwickelt, welche die Reproduzierbarkeit erhöht. Der hierfür relevante Aufbau der Messungen und das Postprocessing ist in den Abschnitten 3.1.1 bzw. 3.1.2 beschrieben und wurde in (Weinberger et al., 2020b) pa-

tentiert. In Abschnitt 3.1.3 folgt eine Analyse der relevanten Einflussgrößen³⁵ sowie ein Vergleich der neuen mit der bisher angewandten Methode (vgl. Abschnitt 2.5.5). Der Einfluss relevanter Messgrößen³⁶ auf die beim Parkieren im Stand wirkende Zahnstangenkraft wird in Abschnitt 3.1.4 analysiert.

3.1.1 Methode

Mit Hilfe des Messaufbaus sollen die beim Parkieren im Stand wirkenden Kräfte und Momente, welche in Abschnitt 2.5.2 erläutert sind, möglichst weitreichend erfasst werden.

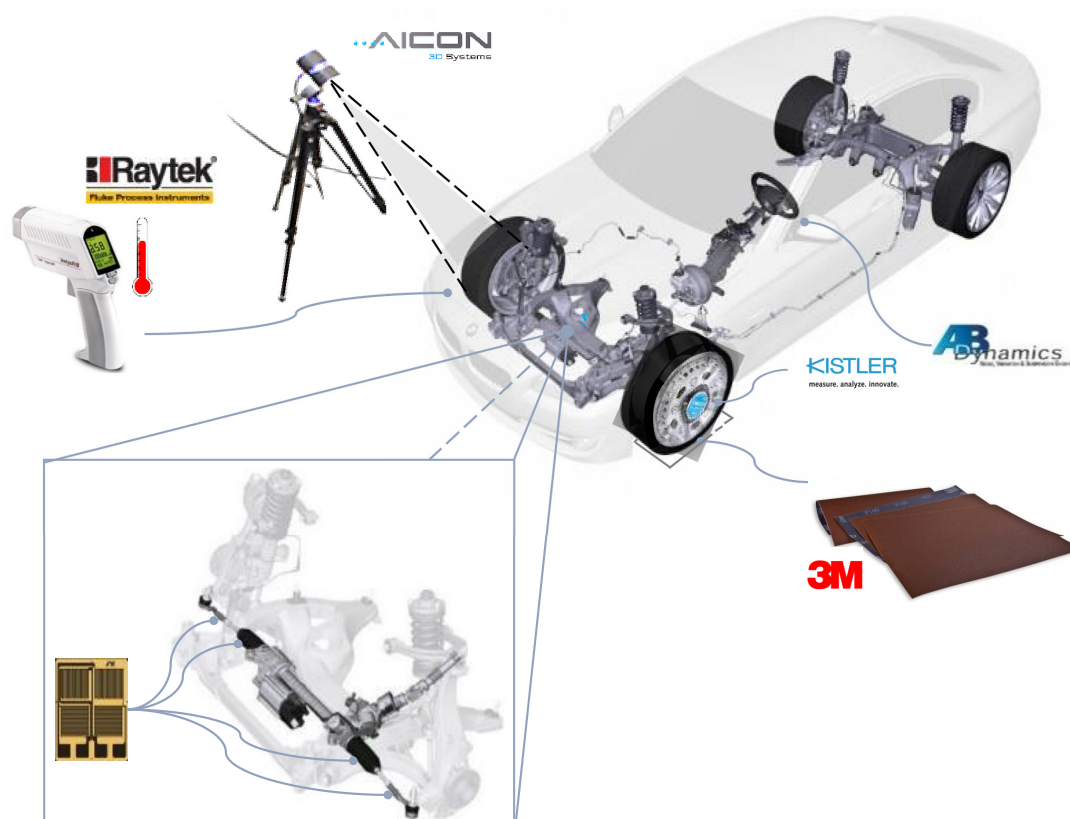


Abbildung 3.1: Aufbau der Messungen.

Abbildung 3.1 stellt den Aufbau der Messungen dar. Die Signalerfassung erfolgt mit Hilfe von DMS-Sensoren³⁷. Diese sind redundant angebracht und messen sowohl die Spur- als auch Zahnstangenkräfte links und rechts des Lenkgetriebes. Die Verschiebung der Zahnstange, bzw. der Zahnstangenhub, wird mit Hilfe eines Lasersensors erfasst. Die Messung der Reifenkräfte und -momente erfolgt mit Kistler-Radmessnaben³⁸, während ein optisches Messsystem³⁹ die Reifen- und Fahrzeugverschiebung erfasst. Bei Messungen zur Analyse des Reifen-Fahrbahn-Kontakts

³⁵Einflussgrößen werden auch als Störgrößen bezeichnet. Diese sind nach DIN 1319-1 nicht Gegenstand der Messung, beeinflussen jedoch die Messgröße oder die von der Messeinrichtung gelieferte Information über den Messwert.

³⁶Die Messgröße ist gemäß DIN 1319 diejenige physikalische Größe, der die Messung gilt.

³⁷Vollbrücken-Dehnmessstreifen.

³⁸KISTLER RoaDyn® P6xy TT System 2000.

³⁹AICON WheelWatch.

wird mit Hilfe des in Abschnitt 3.3.1.1 beschriebenen Druckmesssystems⁴⁰ zudem die Bodendruckverteilung in der Reifenauflandsfläche bei verschiedenen Lenkwinkelpositionen ermittelt.

Die Aktuatorik besteht aus einem Lenkroboter⁴¹ für die Lenkraddrehung und einer Vorrichtung zur Einstellung eines zum Blockieren des Rades nötigen Bremsdrucks. Die Fahrbahn, auf welcher das Fahrzeug steht, wird durch ein industrielles Korund P120 Schleifpapier der Firma 3M repräsentiert. Bei ausgewählten Messungen erfolgt eine zusätzliche Messung, bei welcher die Räder der Vorderachse auf frei beweglich gelagerten Drehtellern positioniert werden. Dies erlaubt eine nahezu reibungsfreie rotatorische und translatorische Bewegung des Reifens während des Parkierens im Stand. Hierdurch wird eine Messung der Zahnstangenkraft ohne Einfluss der Reifenreibung realisierbar. Somit wird eine Erfassung der in Abbildung 2.24 dargestellten Gewichtsrückstellung und Reibung im Lenksystem unabhängig vom Reifeneinfluss ermöglicht.

Die Messungen werden so durchgeführt, dass die Randbedingungen weitestgehend kontrolliert und konstant gehalten werden. Um dies für die Fahrbahnoberfläche zu gewährleisten, wird deren Reibwert kontrolliert, indem stetig Messungen mit einem Referenzreifen bei gleichbleibenden Randbedingungen durchgeführt werden. Sobald die Messdaten eine Abweichung um mehr als 3 % aufweisen, wird das Schleifpapier gewechselt.

Um den Einfluss der Reifenvorkonditionierung und des Reifenverschleißes zu minimieren, wird die Reifenlauffläche in verschiedene Aufstandsflächen segmentiert. Für jede Messung wird das Segment, welches im Fahrbahnkontakt steht, gewechselt und dokumentiert. So können die verschiedenen Untersuchungen unter homogenen Verschleißbedingungen des Reifens verglichen werden.

Die Reifen- und Fahrbahntemperatur weist nach (Li et al., 2012), (Tang et al., 2014), (Angrick et al., 2014) und (Farroni et al., 2014) einen signifikanten Einfluss auf das Reifenverhalten auf. Um den Temperatureinfluss zu minimieren, werden sowohl die Temperatur der Reifen als auch die der Reibflächen und die Umgebungstemperatur überwacht. Entsprechend werden die Messungen nur dann durchgeführt, wenn alle Temperaturen zu Beginn der Messung zwischen 24 °C und 26 °C liegen.

Die Lenkmaschine lenkt analog zu dem in Abschnitt 2.5.1 beschriebenen Manöver mit einer konstanten Geschwindigkeit von $150 \frac{\circ}{s}$. Das Lenkrad wird bei jeder einzelnen Messung jedoch dreimal statt einmal in den linken und rechten Endanschlag gelenkt.

Jede Messkonfiguration wird nach (van der Jagt, 2000) insgesamt dreifach gemessen, um den Einfluss zufälliger Fehler zu reduzieren.

3.1.2 Postprocessing

Die am Lenkgetriebe wirkende Zahnstangenkraft ergibt sich aus der Summe der an beiden Enden der Zahnstange positionierten Kraftsensoren. Nach (Pfeffer et al., 2013) kann davon ausgegangen werden, dass diese Summe nahezu gleich der Summe der Spurstangenkräfte ist.

Abbildung 3.2 stellt sowohl die gemessene Summenspur- als auch Zahnstangenkraft in Abhängigkeit des Zahnstangenhubs dar. Es ist ersichtlich, dass mit steigender Auslenkung (Zahnstangenhub) die Abweichung der beiden Kräfte steigt. Die relative Abweichung beträgt im Endanschlag ca. 1,5 %. Sie resultiert aus dem mit höherem Zahnstangenweg ansteigenden Winkel zwischen

⁴⁰Tekscan VersaTek TireScan TVR8406 System.

⁴¹AB Dynamics SR 60 steering robot

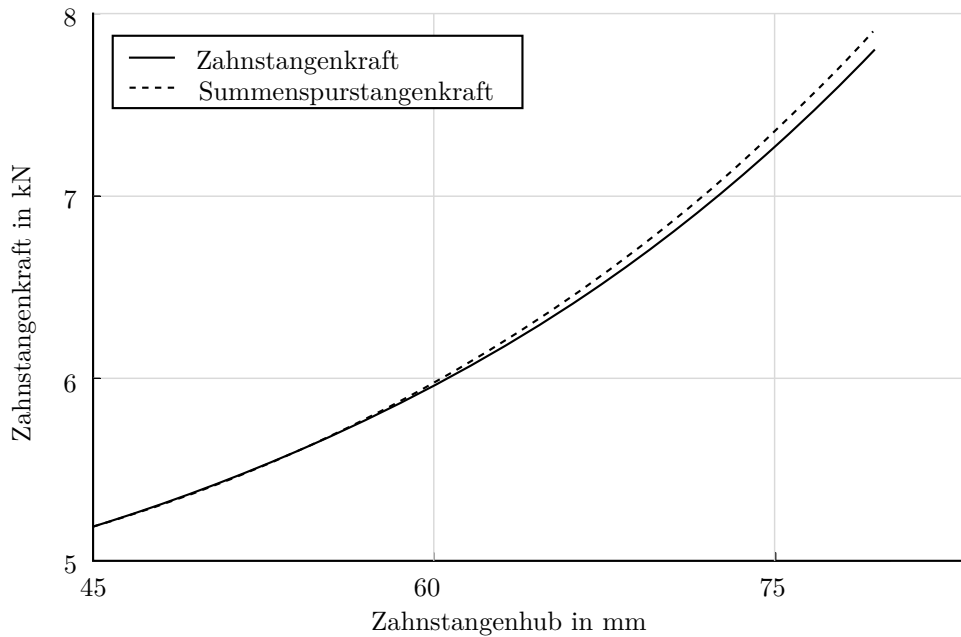


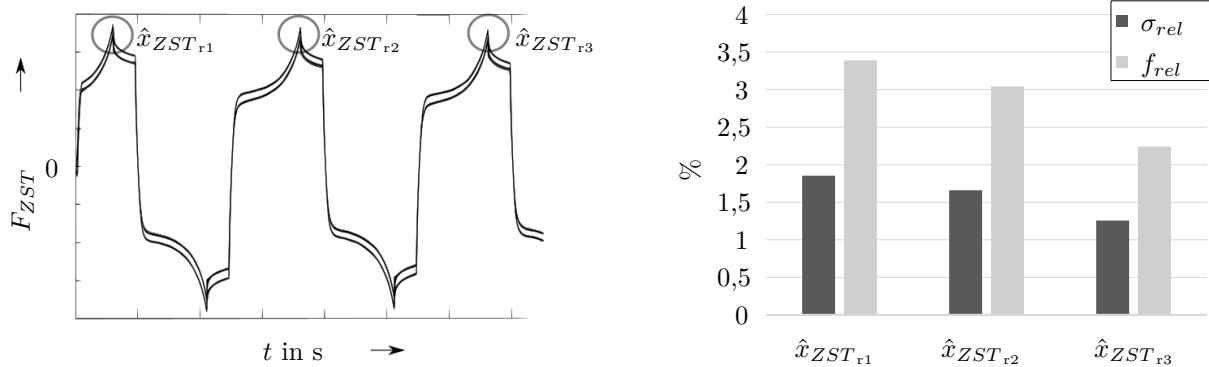
Abbildung 3.2: Gefilterte Summenspurstangen- und Zahnstangenkraft F_{ZST} in Abhängigkeit des Zahnstangenhubs x_{ZST} .

Spur- und Zahnstange. Um den Aufwand des Einbaus und der Kalibrierung von Sensoren zur direkten Erfassung der Zahnstangenkraft zu reduzieren, kann die Berechnung der Zahnstangenkraft anhand der Spurstangenkräfte erfolgen, solange die Kraft um den Winkel zwischen Spur- und Zahnstange korrigiert wird. Im Rahmen dieser Arbeit werden die Zahnstangen für eine direkte Messung der an ihr wirkenden Kraft modifiziert, damit potenzielle Fehler in der simulativen Bestimmung des Winkels zwischen Spur- und Zahnstange ausgeschlossen werden können.

Bei jeder einzelnen Messung wird je dreimal der linke und rechte Anschlag (maximaler Zahnstangenhubs) der Lenkung erreicht. Dabei werden die bei maximaler Auslenkung wirkenden Zahnstangenkräfte ermittelt, wie in Abbildung 3.3a dargestellt ist.

Die Datenauswertung soll zu dem Messzeitpunkt (Endanschlag) erfolgen, bei welchem die Daten durch mehrere Wiederholmessungen die höchste Reproduzierbarkeit aufweisen. Hierfür wird die Messabweichung beim ersten, zweiten und dritten Erreichen des rechten Endanschlags \hat{x}_{ZST} anhand von zehn Wiederholmessungen ausgewertet, wie in Abbildung 3.3b dargestellt ist. Die Streuung der Messung wird hierbei mit Hilfe der relativen Abweichung und der relativen Standardabweichung beschrieben. Je geringer diese Werte sind, desto höher ist die Reproduzierbarkeit.

Die Gesamtstreuung der gemessenen maximalen Zahnstangenkraft ist beim ersten Erreichen des Endanschlags höher als bei den folgenden. Eine Ursache hierfür könnte darin liegen, dass beispielsweise die Spannung innerhalb des Fahrwerks oder der Lenkkinematik bei mehrmaligem Lenken in die Endanschläge in einen konstanten Zustand übergeht. Die geringe Reproduzierbarkeit der maximalen Zahnstangenkraft beim ersten Erreichen eines Endanschlags lässt sich bei allen im



(a) Dreimalig gemessene Zahnstangenkraft F_{ZST} in Abhängigkeit der Zeit t . Die drei Kreise markieren die Messdaten der maximalen Zahnstangenkraft beim Erreichen des rechten Endanschlags $\hat{x}_{ZST_{r1...3}}$.

(b) Relative Standardabweichung σ_{rel} und relative Messabweichung f_{rel} der gemessenen Zahnstangenkraft in Abhängigkeit des wiederholten Erreichens des rechten Endanschlags $\hat{x}_{ZST_{r1...3}}$.

Abbildung 3.3: Reproduzierbarkeit dreier Messungen bei Erreichen des rechten Lenkanschlags $\hat{x}_{ZST_{r1...3}}$. Der Index 1...n beschreibt, wie oft er während einer Messung erreicht wurde.

Rahmen dieser Arbeit durchgeführten Messungen⁴² feststellen. Deshalb erfolgt die Auswertung der maximalen Zahnstangenkraft, indem der Mittelwert aus den Kräften im zweiten und dritten Endanschlag ausgewertet wird.

3.1.3 Identifikation relevanter Einflussgrößen

In diesem Abschnitt werden die relevanten Einflussgrößen (Störgrößen) der Messung, wie Fahrbahneinfluss, Lenkgeschwindigkeit und Reifenkondition, untersucht. Abbildung 3.6 stellt die Reproduzierbarkeit der maximalen Zahnstangenkraft in Abhängigkeit zur gewählten Messmethode dar. Bei der bisher angewandten Messprozedur (vgl. Abschnitt 2.5.5) werden Störgrößen im Gegensatz zum eben beschriebenen Messverfahren nicht kontrolliert. Der im Rahmen der neuen Methode reduzierte Einfluss der Störgrößen führt dazu, dass die relative Abweichung f_{rel} von 5 % auf 1 % und die relative Standardabweichung σ_{rel} von 2,1 % auf 1,0 % verringert werden.

Um den Einfluss der jeweiligen Störgrößen zu identifizieren, werden diese einzeln entsprechend der alten Methode nicht reguliert und dann mit der Referenzmessung, bei welcher alle identifizierten Störgrößen kontrolliert werden, verglichen.

Die im Folgenden ausgewiesenen relativen Standard- und Messabweichungen basieren auf dem Mittelwert von insgesamt 27 verschiedenen Messkonfigurationen⁴³, wobei jede dreimal gemessen ist.

3.1.3.1 Fahrbahnoberfläche

Die Kräfte der Lenkung resultieren maßgeblich aus der Reibung zwischen Reifenaufstandsfläche und Fahrbahn, wodurch die Beschaffenheit der Fahrbahnoberfläche einen großen Einfluss auf die Messung der Zahnstangenkraft hat.

⁴²Insgesamt wurden ca. 700 Gesamtfahrzeugmessungen durchgeführt.

⁴³Die 27 verschiedenen Konfigurationen ergeben sich aus drei verschiedenen Fahrzeugen, drei Reifenfülldrücken und drei Radlasten bei einem vollfaktoriellen Messplan.

Da Messungen eines Reifenprüfstands typischerweise auf Schleifpapier durchgeführt werden (vgl. Abschnitt 2.9), wird für die Referenzmessungen ebenfalls ein Schleifpapier, welches einen homogenen Reibungskoeffizienten aufweist, verwendet. Ein Korund P120 Schleifpapier liefert einen mit den Reifenprüfständen identischen Reibungskoeffizienten, wodurch ein Vergleich der Standparkiermessungen mit den Reifenmessungen eines Prüfstandes vereinfacht wird. Zudem kann das Schleifpapier leicht ausgetauscht werden, sobald eine Veränderung des Reibungskoeffizienten auftritt. Die Zusammenfassung der Störgrößen in Abbildung 3.6 zeigt, dass die Messung auf einer befestigten Straße anstelle von Schleifpapier die relative Abweichung von 1,3 % auf 2,6 % und die relative Standardabweichung von 1,0 % auf 1,3 % erhöht.

Um den Reibungskoeffizienten des Schleifpapiers für seine Verwendung als zukünftigen Straßenbelagsersatz zu bewerten, wird eine Feldstudie durchgeführt. Dabei wird die Zahnstangenkraft bei Parkmanövern auf verschiedenen, befestigten Straßenbelägen wie Parkflächen, öffentlichen Straßen oder Parkhäusern aufgezeichnet.

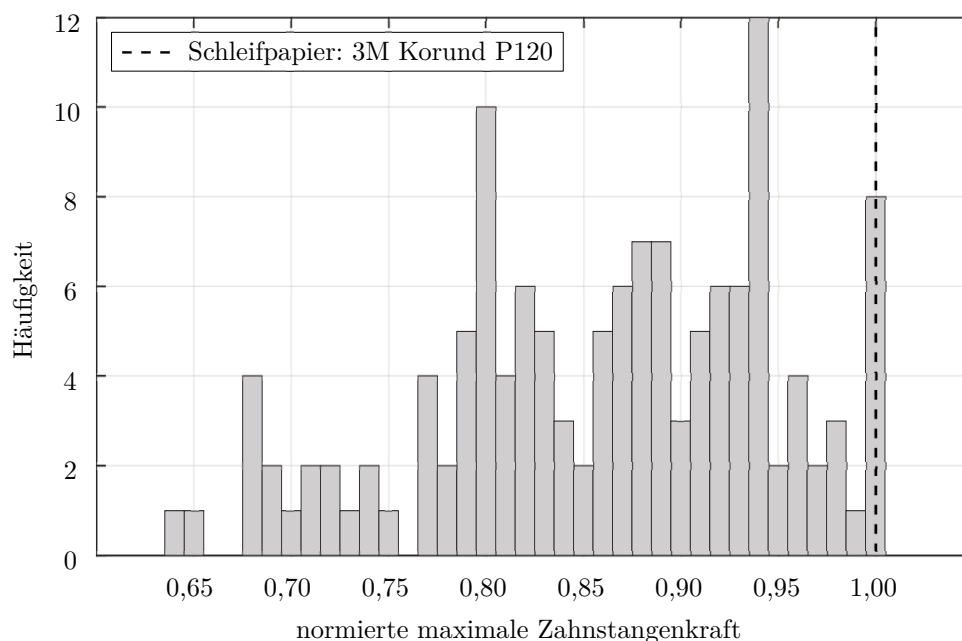
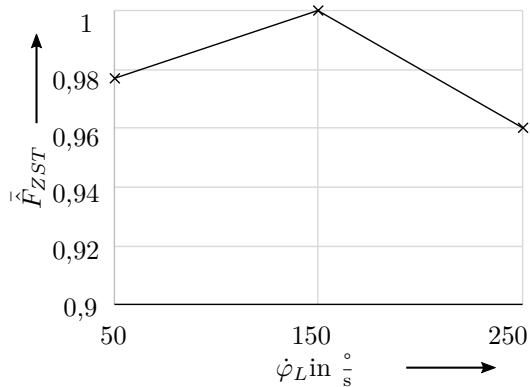


Abbildung 3.4: Häufigkeit der gemessenen maximalen Zahnstangenkraft bei einer Variation der Fahrbahnen.

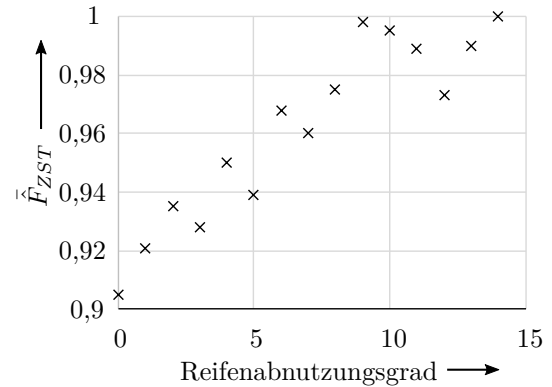
Abbildung 3.4 zeigt die Häufigkeit des Auftretens der verschiedenen maximalen Zahnstangenkräfte auf den getesteten, befestigten Straßenoberflächen. Die maximalen Kräfte liegen dabei in einem relativen Bereich von ca. 30 %. Auf allen Fahrbahnoberflächen sind die Kräfte geringer oder gleich hoch wie die auf der Schleifpapieroberfläche gemessenen. Da das Ziel des Standparkiermanövers die Messung der maximal wirkenden Zahnstangenkraft in einem Worst-Case Szenario ist, weist das Korund P120 Schleifpapier somit geeignete Reibungseigenschaften auf.

3.1.3.2 Lenkradgeschwindigkeit

Um den Einfluss der Lenkradgeschwindigkeit zu untersuchen, wird die Geschwindigkeit innerhalb eines für den Fahrer realisierbaren Bereiches von $50 \frac{\circ}{s}$ bis $250 \frac{\circ}{s}$ variiert. Wie in Abbildung 3.5a



(a) Einfluss der Lenkradgeschwindigkeit.



(b) Einfluss der Reifenabnutzung.

Abbildung 3.5: Einfluss der Lenkgeschwindigkeit $\dot{\varphi}_L$ und des Reifenabnutzungsgrads auf die normierte maximale Zahnstangenkraft \hat{F}_{ZST} .

dargestellt, ist die Sensitivität auf die Lenkradgeschwindigkeit bei den drei gemessenen Geschwindigkeiten gering und es ist keine Abhängigkeit zu erkennen. Die höchste Zahnstangenkraft tritt bei $150 \frac{\circ}{s}$ auf. Da die höchsten Lenkkräfte ermittelt werden sollen, wird diese Geschwindigkeit auch für das weitere Messverfahren verwendet.

Bei einer manuellen Lenkung durch den Fahrer liegt die Abweichung von der Soll-Lenkgeschwindigkeit in einem Bereich von ca. $10 \frac{\circ}{s}$, während diese beim Einsatz eines Lenkroboters maximal $0,5 \frac{\circ}{s}$ beträgt. Durch den geringen Einfluss der Lenkradgeschwindigkeit weist der Einsatz eines Lenkroboters im Vergleich zur manuell erfolgenden Lenkung keinen signifikanten Einfluss auf die Reproduzierbarkeit der Messungen auf.

3.1.3.3 Reifenkondition

Der Verschleißzustand des Reifens wirkt sich auf die Reibungskräfte aus (Farroni et al., 2016). Um dies anhand der beim Parkieren wirkenden Kräfte zu untersuchen, werden mit einem Reifen 15 identische Messungen auf der gleichen Reifenaufstandsfläche durchgeführt. Der Einfluss der Reifenabnutzung auf die Zahnstangenkräfte während des Parkmanövers ist in Abbildung 3.5b dargestellt.

Je öfter das Fahrzeug auf derselben Aufstandsfläche ohne weitere Zwischenmessungen lenkt, desto stärker nähern sich die Kräfte einem Grenzwert an. Bei hohen Radlasten gleichen sich diese Kräfte aufgrund des stärkeren Verschleißes früher diesem Wert an (Pal et al., 2010). Im Vergleich zur bisher angewandten, wiederholten Messung auf der gleichen Aufstandsfläche kann die Streuung durch den Wechsel der Aufstandsfläche nach jeder Einzelmessung um etwa 30 % reduziert werden (Abb. 3.6).

3.1.3.4 Zusammenfassung

Abbildung 3.6 zeigt, dass die Referenzmessmethode eine signifikante Verringerung der Streuung im Vergleich zur früheren Messmethode aufweist. Die Verwendung von Schleifpapier sowie die Einhaltung des richtigen Reifenverschleißniveaus sind die Hauptgründe für diese höhere Reproduzierbarkeit. Dagegen ist die Verbesserung der Reproduzierbarkeit durch den Einsatz eines Lenkroboters und der daraus resultierenden konstanteren Lenkradgeschwindigkeit eher gering.

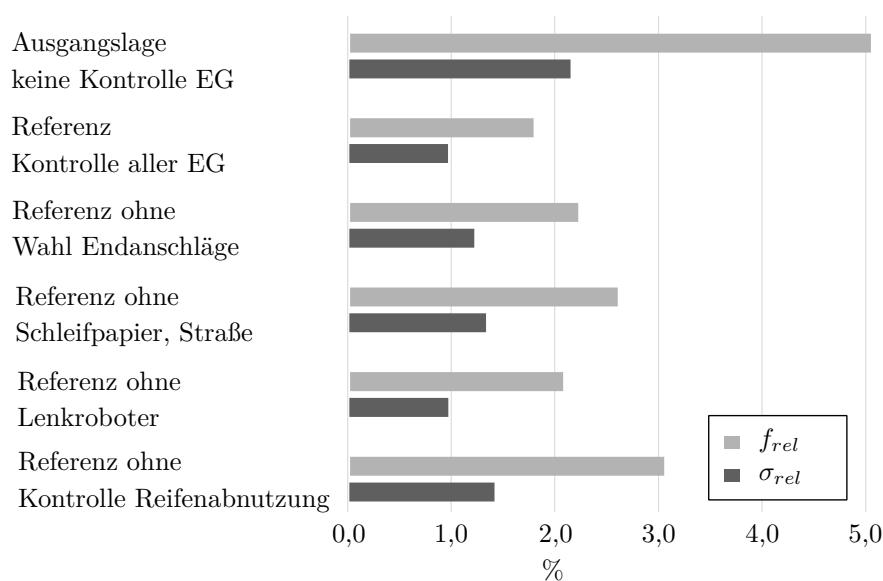


Abbildung 3.6: Relative Standardabweichung σ_{rel} und relative Messabweichung f_{rel} der Messungen in Abhängigkeit der gewählten Messmethode und Einflussgröße (EG).

3.1.4 Sensitivitätsanalyse der Messgrößen

In diesem Abschnitt wird die Sensitivität der Zahnstangenkraft auf die in der Lenkungsauslegung relevanten Fahrzeugparameter „Achskinematik“, „Radlast“ und „Reifenfülldruck“ analysiert. Ein Teil der relevanten Einflussfaktoren auf die Zahnstangenkraft oder die Lenkradmomente wird unter anderem in (Sharp et al., 2003) und (Vilela et al., 2010) untersucht (vgl. Abschnitt 2.5.2). Diese Erkenntnisse werden durch die zusätzliche Messung der Reifenkräfte und -momente in der Radmitte sowie der Reifenbewegung erweitert. Dabei wird auch der Anteil der Gewichtsrückstellung, der Reibung im Lenksystem sowie der Reifenkräfte und -momente an der gesamten Zahnstangenkraft identifiziert.

Um den Einfluss der verschiedenen Wirkmechanismen auf die Zahnstangenkraft nachzuvollziehen, wird im Folgenden deren Zusammensetzung analysiert. Basierend darauf erfolgt dann die Analyse des Einflusses der verschiedenen Messgrößen sowie eine anschließende Zusammenfassung der wichtigsten Erkenntnisse.

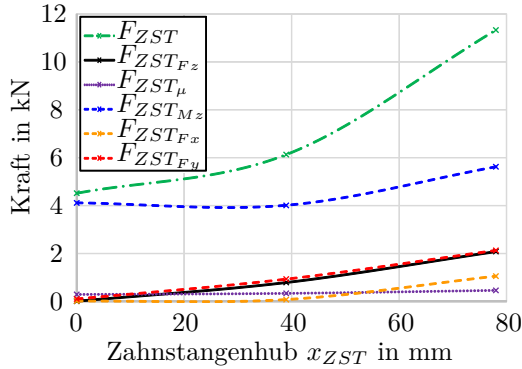
3.1.4.1 Zusammensetzung der Zahnstangenkraft

In diesem Abschnitt werden die einzelnen Wirkmechanismen und deren Anteil an der beim Parkieren wirkenden Zahnstangenkraft analysiert. Basis für diese Auswertung bildet die in Abschnitt 3.1.1 beschriebene Messprozedur eines Fahrzeugs mit Doppelquerlenker-Vorderachse.

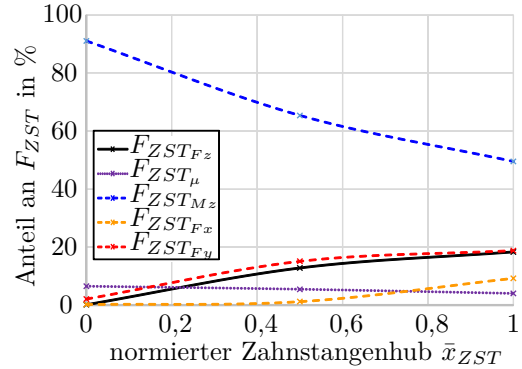
Die Gesamtfahrzeugmessungen der Zahnstangenkraft erfolgen sowohl auf einem Schleifpapier als auch auf schwimmend gelagerten Drehtellern (vgl. Abschnitt 3.1.1). Da die Reifen auf den Drehtellern nahezu ohne Reibungskräfte frei beweglich sind, wird bei diesen Messungen lediglich die Zahnstangenkraft gemessen, die durch Reibung im Lenksystem und die Gewichtsrückstellung entsteht. Die einzelnen Anteile dieser beiden Mechanismen an der Zahnstangenkraft werden nach den Erkenntnissen von SCHMITT in (Schmitt, 2003) bestimmt. Es erfolgt somit die Annahme,

dass die Reibung um die Lenkachse konstant ist und die Gewichtsrückstellung in der Neutralstellung null beträgt (vgl. Abschnitt 2.5.2). Die Differenz der Messungen auf einem Schleifpapier und den schwimmend gelagerten Drehtellern entspricht der Zahnstangenkraft, welche durch die Reifenkräfte und -momente hervorgerufen wird.

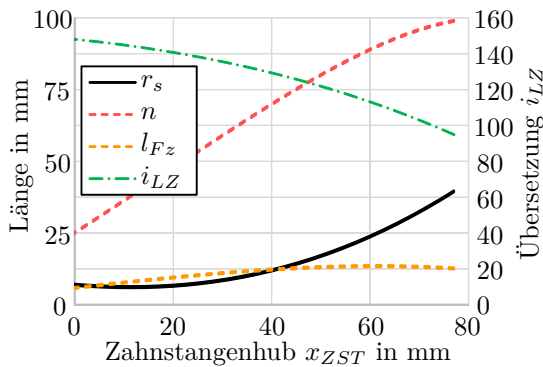
Abbildungen 3.7a und 3.7b zeigen die anhand der beschriebenen Methode berechnete Zusammensetzung der Zahnstangenkraft F_{ZST} in absoluter und relativer Darstellung. Berücksichtigt wird die Zahnstangenkraft, welche aufgrund der Gewichtsrückstellung $F_{ZST_{Fz}}$, Achsreibung $F_{ZST_{\mu}}$, Reifenbohrmoment $F_{ZST_{Mz}}$, Reifenlängskraft $F_{ZST_{Fx}}$ und Reifenquerkraft $F_{ZST_{Fy}}$ wirkt.



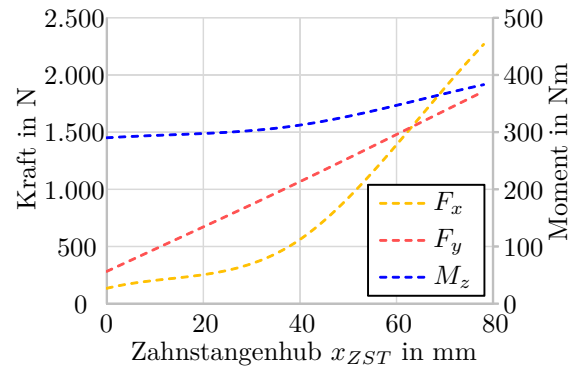
(a) Zusammensetzung der Zahnstangenkraft.



(b) Relativer Anteil der Wirkmechanismen an der Zahnstangenkraft.



(c) Relevante achskinematische Kenngrößen.



(d) Am Reifen wirkende Kräfte und Momente.

Abbildung 3.7: Zusammensetzung der Zahnstangenkraft F_{ZST} , Achskinematische Kenngrößen sowie Reifenkräfte und -momente in Abhängigkeit des Zahnstangenhubs x_{ZST} beim Lenken in den linken Endanschlag der Lenkung.

Beim Parkieren im Stand steigt üblicherweise mit wachsendem Zahnstangenhub x_{ZST} und der daraus resultierenden Auslenkung der Räder die Zahnstangenkraft F_{ZST} progressiv. Dieser charakteristische Verlauf basiert maßgeblich auf der in Abbildung 3.7c dargestellten Lenkgestängeübersetzung i_{LZ} , welche sich beim Lenken aus der Neutralstellung (entspricht 0 mm Zahnstangenhub) heraus verringert. Durch den geringeren Hebelarm steigt die Zahnstangenkraft, die zum Lenken der Räder erforderlich ist.

Aus Abbildung 3.7b wird ersichtlich, dass die Reifenkräfte und -momente (Indizes F_x , F_y , M_z) die Zahnstangenkraft maßgeblich bestimmen. Mit einem Anteil von über 95 % in der Neutralstellung

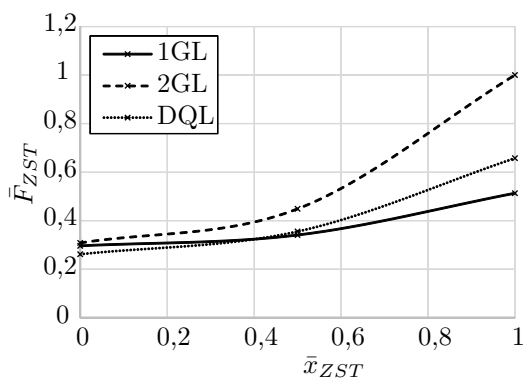
beeinflusst insbesondere das Reifenbohrmoment M_z die Höhe der wirkenden Zahnstangenkraft F_{ZST} (vgl. Abbildung 3.7b). Obwohl das in Abbildung 3.7d dargestellte Bohrmoment M_z mit steigendem Zahnstangenhub leicht zunimmt (vgl. Abbildung 3.7d), sinkt dessen Anteil an der gesamten Zahnstangenkraft jedoch auf bis zu 50 % im Endanschlag. Grund hierfür ist, dass mit wachsendem Zahnstangenhub der Einfluss anderer Wirkmechanismen steigt. So erhöhen sich mit zunehmender Auslenkung des Reifens sowohl die Reifenkräfte F_x und F_y (vgl. Abbildung 3.7d) als auch die achskinematischen Kenngrößen Lenkrollradius r_s und Nachlaufstrecke n (vgl. Abbildung 3.7c). Diese beiden Werte bestimmen den Hebelarm, mit welchem die Reifenkräfte um die Lenkachse und somit auch an der Zahnstange wirken (vgl. Formel 2.2). Da sowohl die Kräfte als auch die Hebelarme mit höher werdendem Zahnstangenhub zunehmen, steigt deren Einfluss auf die gesamte Zahnstangenkraft. Obwohl die Reifenlängskraft im Endanschlag der Lenkung höher ist als die Reifenquerkraft, ist deren Einfluss geringer, da der Lenkrollradius deutlich kleiner als die Nachlaufstrecke ausfällt.

Der Einfluss der Gewichtsrückstellung auf die Zahnstangenkraft nimmt, maßgeblich aufgrund des steigenden Radlasthebelarms, mit höherem Zahnstangenhub zu. Im Fall der vorliegenden Messungen ist der Einfluss der Gewichtsrückstellung $F_{ZST_{F_z}}$ mit dem der Reifenquerkraft zu vergleichen. Im maximalen Endanschlag beträgt dieser Anteil ca. 20 % an der Gesamtzahnstangenkraft.

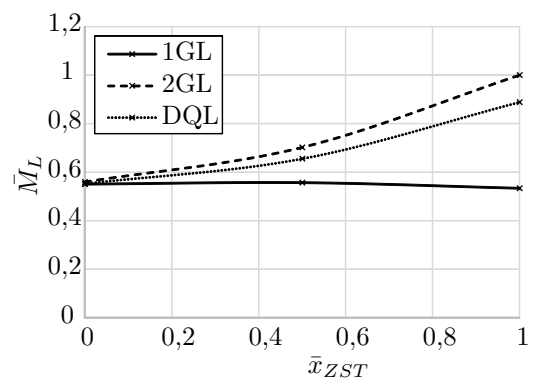
Die Reibung im Lenksystem wird nach (Schmitt, 2003) über den gesamten Zahnstangenhub als konstant angenommen. Die Messungen auf Drehtellern zeigen dabei, dass die durch diese Reibung wirkende Zahnstangenkraft F_{ZST_μ} im Vergleich zu den anderen Wirkmechanismen relativ gering ist. So beträgt der Anteil der Reibung bei maximalem Zahnstangenhub lediglich ca. 5 %.

3.1.4.2 Achskinematik

Da bei einem Fahrzeug die achskinematischen Kenngrößen einzeln nur sehr schwer geändert werden können, erfolgt in diesem Abschnitt eine Untersuchung anhand einer Variation der drei verschiedenen BMW-Vorderachsprinzipien. Diese sind die Eingelenk- (1GL) oder Zweigelenk- (2GL) Federbein- sowie die Doppelquerlenker-Achse (DQL).



(a) Normierte Zahnstangenkraft \bar{F}_{ZST} .



(b) Normiertes Moment um die Lenkachse \bar{M}_L .

Abbildung 3.8: Einfluss des Achsprinzips auf die Zahnstangenkraft und das Moment um die Lenkachse bei steigendem, normiertem Zahnstangenhub \bar{x}_{ZST} .

Abbildung 3.8 stellt den Einfluss der Achskinematik auf die Zahnstangenkraft und das Moment

um die Lenkachse beim Parkieren im Stand dar. Sowohl die Zahnstangenkraft als auch das Moment um die Lenkachse sind hierbei auf die maximale Kraft im Endanschlag und den Zahnstangenhub normiert. Es wird ersichtlich, dass die Zahnstangenkraft eine hohe Abhängigkeit vom jeweiligen Achsprinzip aufweist. Dies liegt maßgeblich daran, dass sich die in Abbildung 3.9 dargestellten achskinematischen Kenngrößen bei den verschiedenen Achsprinzipien teilweise deutlich unterscheiden.

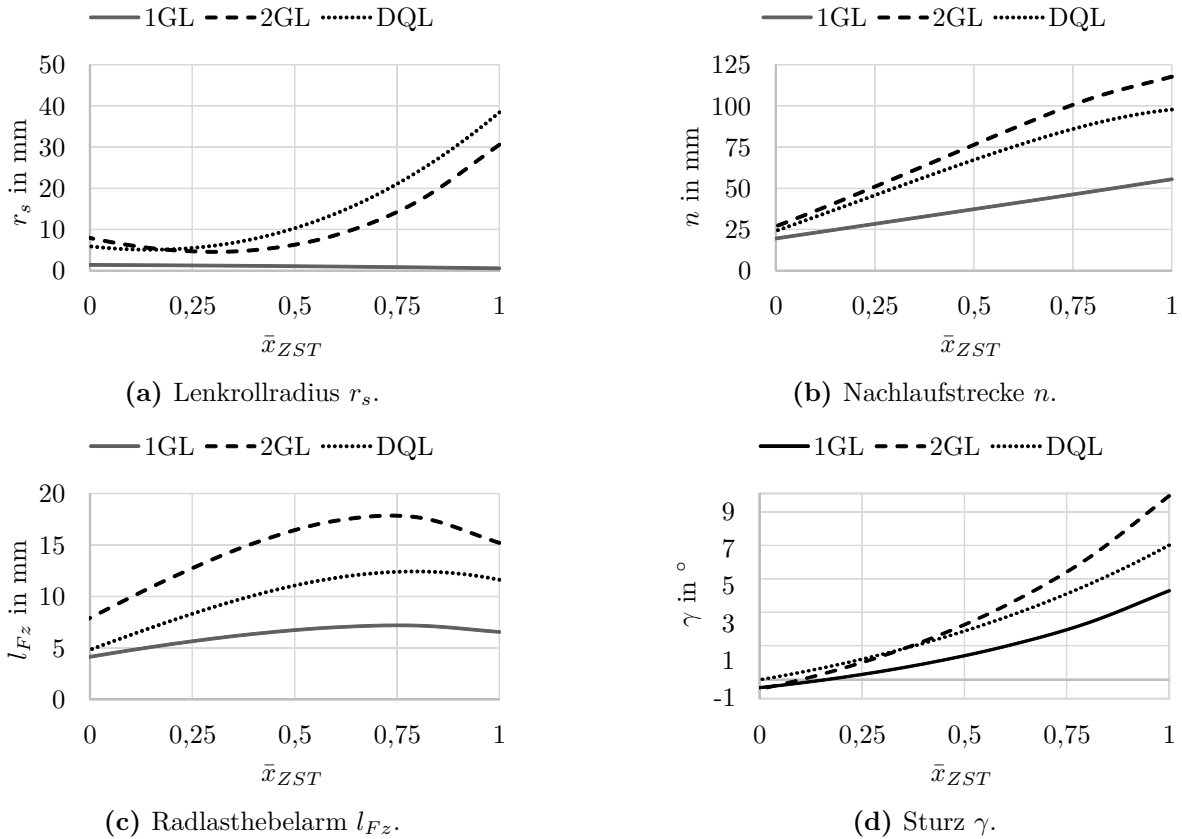


Abbildung 3.9: Achskinematische Einflussgrößen beim Parkieren im Stand. Variation der Vorderachsprinzipien Eingelenk-Federbeinachse („1GL“), Zweigelenk-Federbeinachse („2GL“) und Doppelquerlenker Vorderachse („DQL“). Kennwerte eines linken Rades beim Lenken nach links, wodurch der normierte Zahnstangenhub \bar{x}_{ZST} steigt.

So führen bei den Fahrzeugen mit Zweigelenk-Vorderachse die Reifenkräfte durch den hohen Lenkrollradius r_s und insbesondere die hohe Nachlaufstrecke n zu der größten Zahnstangenkraft. Die Messungen zeigen, dass das Bohrmoment über den Zahnstangenhub besonders stark ansteigt, was auf den für dieses Achsprinzip charakteristisch hohen Radsturz im Endanschlag zurückzuführen sein könnte. Es ist jedoch auch möglich, dass dieser Anstieg auf andere achskinematische Eigenschaften zurückzuführen ist, weshalb die Sensitivität des Bohrmoments auf den Radsturz in Abschnitt 3.2 auf einem Reifenprüfstand untersucht wird. Neben den erhöhten Reifenkräften und -momenten weist die Zweigelenk-Vorderachse einen sehr hohen Radlasthebelarm l_{F_z} auf, wodurch die Gewichtsrückstellung höher als jene bei anderen Achsprinzipien ist.

Die achskinematischen Kenngrößen einer DQL-Vorderachse sind, mit Ausnahme des Lenkrollradius' r_s , kleiner als die einer 2GL-Vorderachse (vgl. Abbildung 3.9). Dies führt dazu, dass das

Moment um die Lenkachse und somit auch die Zahnstangenkraft im Endanschlag ca. 30 % geringer sind.

Die niedrigsten Zahnstangenkräfte treten bei der 1GL-Vorderachse auf, da bei dieser die achskinematischen Kenngrößen mit Abstand am kleinsten ausfallen. So ist die Nachlaufstrecke n bei der vorliegenden Messung nur halb so lang wie die einer 2GL-Vorderachse und der Lenkrollradius r_s nähert sich mit steigendem Zahnstangenhub, im Gegensatz zu den anderen Achsprinzipien, dem Wert null. Somit ist der Einfluss der Reifenquer- und längskraft sehr gering. Aufgrund des kleinen Radlasthebelarmes ist zudem die Gewichtsrückstellung bei diesem Achsprinzip relativ gering. Die achskinematischen Eigenschaften der Eingelenk-Federbeinachse führen dazu, dass sich das Moment um die Lenkachse mit steigendem Hub sogar reduziert (vgl. Abbildung 3.8b). Lediglich durch die Verringerung des Spurhebelarmes bei steigendem Zahnstangenhub weist auch dieses Achsprinzip den charakteristischen Anstieg der Zahnstangenkraft auf (vgl. Abbildung 3.8a).

Die verschiedenen achskinematischen Kenngrößen der drei Vorderachsprinzipien führen dazu, dass auch der Einfluss des Reifens und der Gewichtsrückstellung variieren. Der relative Beitrag der Wirkmechanismen an der maximalen Zahnstangenkraft bei den drei verschiedenen Vorderachsprinzipien ist in Abbildung 3.10 dargestellt.

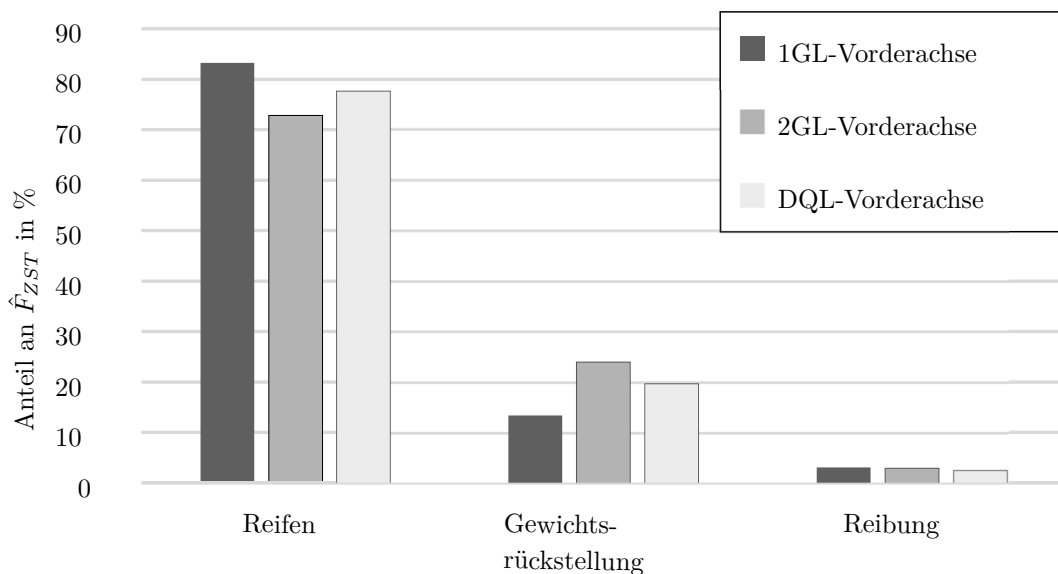


Abbildung 3.10: Relative Anteile der Wirkmechanismen an der maximalen Zahnstangenkraft im Endanschlag bei drei verschiedenen Vorderachsprinzipien. Eingelenk-Federbein (1GL), Zweigelenk-Federbein (2GL) und Doppelquerlenker (DQL).

Es wird ersichtlich, dass der Reifen bei einer Eingelenk-Vorderachse bei den vorliegenden Messungen einen Anteil an der Zahnstangenkraft von über 80 % aufweist. Aufgrund des geringen Längs- und Querkrafteinflusses bestimmt hierbei das Bohrmoment mit einem Beitrag von über 90 % maßgeblich die Reifenkräfte. Bei einer 2GL-Vorderachse weist der Reifen, trotz höherer Reifenkräfte, aufgrund der höheren Gewichtsrückstellung einen um ca. 10 % geringeren prozentualen Anteil an der Zahnstangenkraft auf. Durch den höheren Einfluss der Reifenlängs- und Querkraft sinkt der Anteil des Bohrmoments an den Reifenkräften auf ca. 70 %. Bei allen Achsprinzipien liegt der Anteil, den die Reibung im Lenksystem an der Zahnstangenkraft trägt, bei unter 10 %.

3.1.4.3 Radlast

Die auf dem Reifen wirkende Radlast ist maßgeblich von der Vorderachslast, der Achskinematik und dem Lenkradwinkel abhängig. Sie weist einen nahezu proportionalen Einfluss auf die an der Zahnstange wirkenden Kräfte auf, wie in Abbildung 3.11 dargestellt ist. Die Messergebnisse der Zahnstangenkraft lassen sich mit jenen in (Sharp et al., 2003) und (Vilela et al., 2010) vergleichen. Der Radlasteinfluss kann nach (van der Jagt, 1999) als ein Polynom zweiten Grades beschrieben werden. Die Erhöhung der Zahnstangenkraft basiert dabei maßgeblich auf dem Anstieg der Gewichtsrückstellung sowie den erhöhten Reifenkräften und -momenten (vgl. Abbildung 3.12).

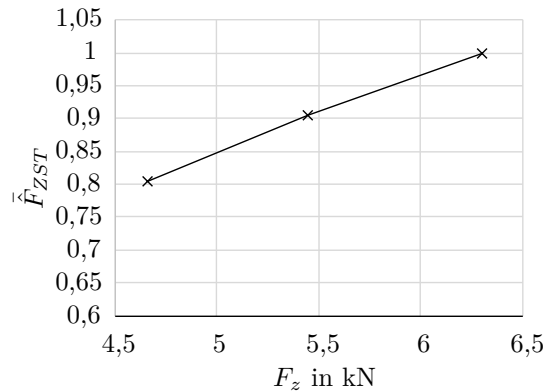
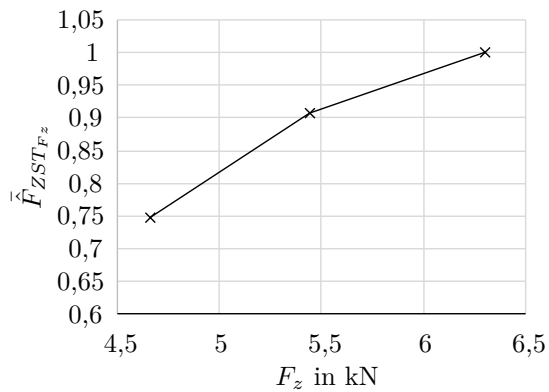
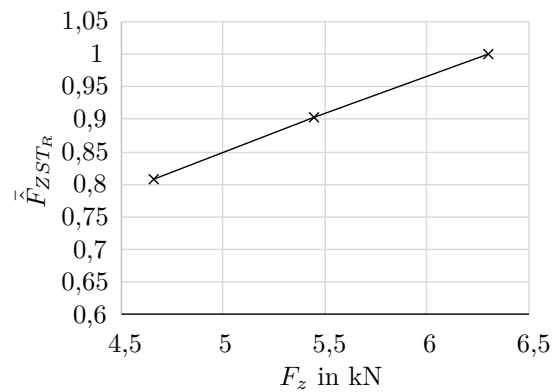


Abbildung 3.11: Normierte maximale Zahnstangenkraft \hat{F}_{ZST} in Abhängigkeit der Radlast F_z .



(a) Normierte maximale Gewichtsrückstellung $\hat{F}_{ZST_{F_z}}$.



(b) Normierte maximale Reifenkräfte und -momente \hat{F}_{ZST_R} .

Abbildung 3.12: Einfluss der Radlast F_z auf die an der Zahnstange wirkende Gewichtsrückstellung sowie Reifenkräfte und -momente.

Abbildung 3.12a stellt jene Zahnstangenkraft dar, welche durch die Gewichtsrückstellung entsteht. Die Gewichtsrückstellung steigt degressiv mit der Radlast an. Da nach den Formeln 2.4 und 2.5 die Gewichtsrückstellung das Produkt aus Radlast und Radlasthebelarm ist, folgt daraus, dass der Radlasthebelarm mit wachsender Radlast geringer wird. Die Ursache hierfür liegt im pneumatischen Aufstandspunktversatz, der die Entfernung des statischen Radaufstandspunkts vom Radmittelpunkt beschreibt und im Rahmen der Bodendruckverteilungsmessungen erfasst wurde. Bei hohen Sturzwinkeln, wie sie im Endanschlag der Lenkung vorliegenden, sinkt der

pneumatische Aufstandspunktversatz mit steigender Radlast (vgl. Abbildung 3.46). Als Folge wird der Radlasthebelarm reduziert, wodurch ein degressiver Anstieg der Gewichtsrückstellung erfolgt.

Der Teil der Zahnstangenkraft, der durch die Reibung im Reifen hervorgerufen wird, ist in Abbildung 3.12b dargestellt. Der Anstieg dieser Kraft ist nahezu proportional zur Radlast. Grund hierfür ist, dass sowohl das Reifenbohrmoment als auch die Reifenkräfte mit steigender Radlast wachsen, wie in den Abschnitten 3.2.3.2 (Bohrmoment) und 3.2.4.2 (Längs- und Querkraft) beschrieben ist.

Durch den Einfluss der Radlast auf die Position des statischen Aufstandspunkts ändert sich auch der Lenkrollradius (vgl. Abbildung 3.46). Dies bedeutet, dass sowohl die Reifenlängsverschiebung als auch der Krafthebel der Reifenlängskraft von der Radlast beeinflusst werden. So kann beispielsweise eine höhere Radlast, je nach Achskinematik, aufgrund eines kleineren Lenkrollradius zu einer Verringerung der Längskräfte und deren Krafthebel führen. Als Folge würde sich, trotz steigender Radlast, der Beitrag der Reifenlängskraft an der Gesamtzahnstangenkraft reduzieren.

3.1.4.4 Fülldruck

Der Reifenfülldruck bestimmt die Auslastung eines Reifens und somit auch dessen Tragfähigkeit. Er wird maßgeblich auf Basis der Radlast und des Reifenlastindex' nach der ETRTO-Norm ermittelt. Über diese Berechnung wird ein Mindestfülldruck bestimmt, welcher eine ausreichende Tragfähigkeit des Reifens gewährleistet. Der Fülldruck weist einen direkten Einfluss auf die Reifeneigenschaften auf, weshalb er im Rahmen des Reifen- und Fahrzeugentwicklungsprozesses ein entscheidender Parameter ist.

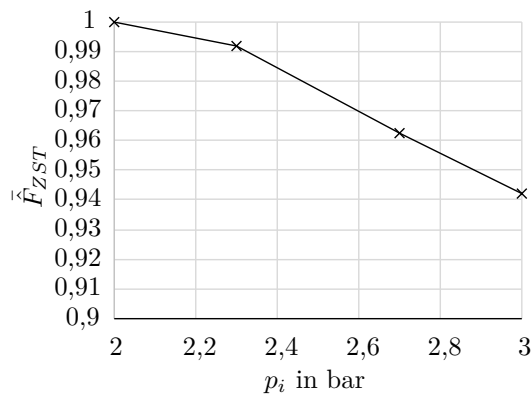
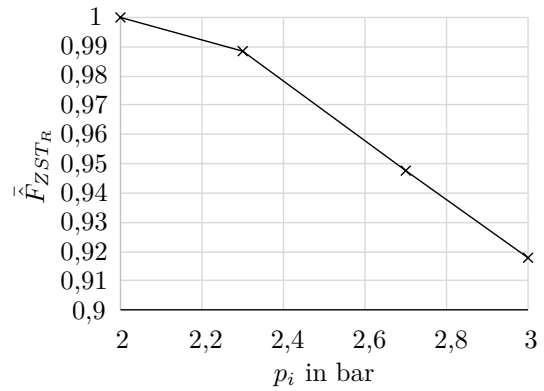
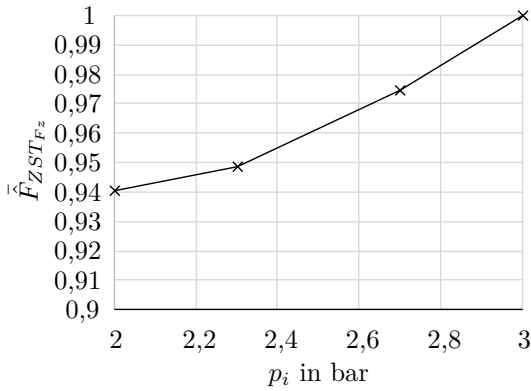


Abbildung 3.13: Einfluss des Fülldrucks p_i auf die normierte maximale Zahnstangenkraft \bar{F}_{ZST} .

Abbildung 3.13 stellt die gemessene maximale Zahnstangenkraft in Abhängigkeit des Reifenfülldrucks dar, die mit dessen Anstieg abnimmt. Die Ursache für die Reduktion der maximalen Zahnstangenkraft bei einer Erhöhung des Reifenfülldrucks liegt in der Erhöhung der Gewichtsrückstellung sowie in der Verringerung der Reifenkräfte und -momente.

Abbildung 3.14a stellt jene Zahnstangenkraft dar, welche durch die Gewichtsrückstellung entsteht. Die Gewichtsrückstellung steigt dabei mit zunehmendem Fülldruck progressiv. Dies basiert auf dem Abstand des statischen Aufstandspunkts zum Radmittelpunkt, welcher unter Sturz mit steigendem Fülldruck zunimmt (vgl. Abbildung 3.51). Aus dem dadurch ansteigenden Radlasthebelarm resultiert eine Erhöhung der Gewichtsrückstellung (vgl. Formeln 2.4 und 2.5).



(a) Normierte maximale Gewichtsrückstellung $\hat{F}_{ZST_{Fz}}$.

(b) Normierte maximale Reifenkräfte und -momente \hat{F}_{ZSTR} .

Abbildung 3.14: Einfluss des Reifenfülldrucks p_i auf die an der Zahnstange wirkende Gewichtsrückstellung sowie Reifenkräfte und -momente.

Die an der Zahnstange wirkenden Reifenkräfte und -momente nehmen mit steigendem Fülldruck ab, wie in Abbildung 3.14b dargestellt ist. Dies liegt maßgeblich an der mit erhöhtem Fülldruck einhergehenden Reduktion des Bohrmoments (vgl. Abschnitt 3.2.3.3) und der Reifenlängs- und Querkkräfte (Abschnitt 3.2.4.3).

Da der Beitrag der Reifenkräfte und -momente an der maximal wirkenden Zahnstangenkraft den der Gewichtsrückstellung dominiert (vgl. Abschnitt 3.1.4.1), sinkt die Zahnstangenkraft mit steigendem Fülldruck.

3.1.4.5 Zusammenfassung

Eine Übersicht über den Einfluss des Reifens, der Achskinematik und des Fahrzeuggewichts auf die maximale Zahnstangenkraft sowie die beiden Wirkmechanismen Reifen- und Gewichtsrückstellmoment wird in Tabelle 3.1 gewährt.

Tabelle 3.1: Einflussparameter des Reifens, der Achskinematik und des Gesamtfahrzeugs auf die maximale Zahnstangenkraft sowie deren Wirkmechanismen Reifen- und Gewichtsrückstellmoment.

Eigenschaft	Parameter	Zahnstangenkraft	Reifenrückstellmoment	Gewichtsrückstellmoment
Reifen	Bohrmoment \uparrow	\uparrow	\uparrow	\leftrightarrow
	Längskraft \uparrow	$\leftrightarrow \nearrow$	$\leftrightarrow \nearrow$	\leftrightarrow
	Querkraft \uparrow	\nearrow	\nearrow	\leftrightarrow
	Fülldruck \uparrow	\searrow	\searrow	\leftrightarrow
Achskinematik	Lenkrollradius \uparrow	$\leftrightarrow \nearrow$	$\leftrightarrow \nearrow$	\leftrightarrow
	Nachlaufstrecke \uparrow	\nearrow	\nearrow	\leftrightarrow
	Sturz \uparrow	\nearrow	\nearrow	\leftrightarrow
	Radlasthebelarm \uparrow	\nearrow	\leftrightarrow	\uparrow
Gesamtfahrzeug	Radlast \uparrow	\uparrow	\uparrow	\uparrow

Das Fahrzeuggewicht und der Reifen weisen den größten Einfluss auf die Zahnstangenkraft beim Parkieren im Stand auf. Da die Radlast das Reifenrückstellmoment und die Gewichtsrückstellung beeinflusst, führt dessen Erhöhung zu einem nahezu proportionalen Anstieg der Zahnstangenkraft.

Beim Reifen trägt das Bohrmoment bei Fahrzeugen der BMW Group zu mindestens 50 % der gesamten Zahnstangenkraft bei. Der Einfluss der Reifenlängs- und Querkraft ist stark abhängig von der Achskinematik. Da die Nachlaufstrecke üblicherweise höhere Werte als der Lenkrollradius aufweist, ist der Beitrag der Reifenquerkraft höher als jener der Reifenlängskraft. Bei manchen Achskinematikprinzipien, insbesondere bei Eingelenk-Vorderachsen, beträgt der Lenkrollradius sogar nahezu null. Dies führt dazu, dass die Reifenlängskraft das Reifenrückstellmoment und somit die Zahnstangenkraft nur in sehr geringem Maße beeinflusst. Eine Erhöhung des Radsturzes führt hingegen zu einem Anstieg des Bohrmoments und somit der Zahnstangenkraft. Aufgrund der begrenzten Möglichkeit, den Einfluss des Sturzes auf das Bohrmoment mit Gesamtfahrzeugmessungen zu identifizieren, erfolgt eine detaillierte Analyse im Rahmen der Reifenmessungen (vgl. Abschnitt 3.2). Neben der Radlast bestimmt auch der Radlasthebelarm die Gewichtsrückstellung. Diese trägt, je nach Achskinematik, zu 10 % bis 30 % an der gesamt wirkenden Zahnstangenkraft bei. Ein Anstieg des Reifenfülldrucks führt, aufgrund geringerer Reifenkräfte und -momente, zu einer Reduzierung der Zahnstangenkraft um ca. 5 % bis 10 % pro bar.

3.2 Reifenkräfte und -momente

Beim Parkieren im Stand bestimmen die Reifenkräfte, insbesondere jedoch das Bohrmoment, maßgeblich die Zahnstangenkraft. In diesem Abschnitt erfolgen Reifenprüfstandsmessungen unter Bedingungen, die nahezu jenen beim Parkieren im Stand entsprechen. Besonders der hohe Radsturz von bis zu 10° stellt dabei eine charakteristische Eigenschaft des Manövers dar, dessen Einfluss auf die Reifenkräfte und -momente bisher unzureichend untersucht wurde. Die Schaffung eines tiefgreifenderen Wirkkettenverständnisses zum Aufbau der Reifenkräfte und -momente ermöglicht dann die Entwicklung und Validierung von geeigneten Reifenmodellen.

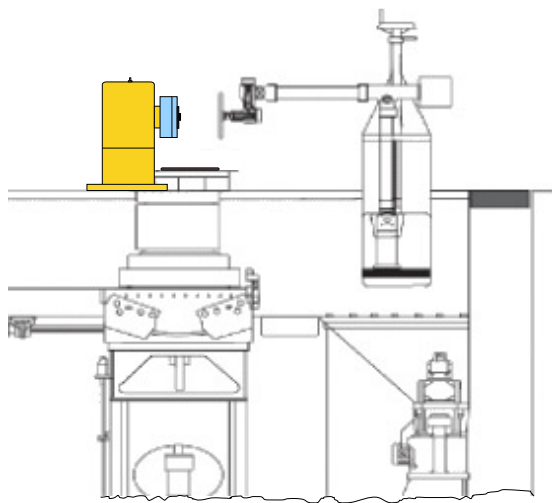
Um die Messungen bei parkierspezifischen Bedingungen, wie beispielsweise Bohrmoment bei hohen Sturzwerten, durchzuführen, wird zu Beginn des Abschnitts ein hierfür entwickelter Prüfstand beschrieben. Darauf folgt die Analyse der Reifenkräfte und -momente bei einer Variation der Messbedingungen „Radlast“, „Fülldruck“ und „Sturz“. Dabei werden zuerst das Bohrmoment bei einer reinen Rotation des Reifens um die z-Achse und anschließend die Längs- und Querkraft des Reifens bei einer reinen Translation analysiert. Im Anschluss erfolgt die Auswertung bei einer aus Rotation und Translation kombinierten Reifenbewegung. Die Messungen werden mit zwei Reifen gleicher Dimension durchgeführt, deren Eigenschaften sich jedoch stark unterscheiden. So ist Reifen 1 ein hochperformanter Reifen mit geringer Vertikalsteifigkeit und besonders hohem Reibwert. Reifen 2 weist hingegen Notlaufeigenschaften („Run-Flat“) und somit eine hohe Vertikalsteifigkeit auf. Zudem ist sein Reibwert geringer.

3.2.1 Reifenprüfstand für parkierspezifische Reifenmessungen

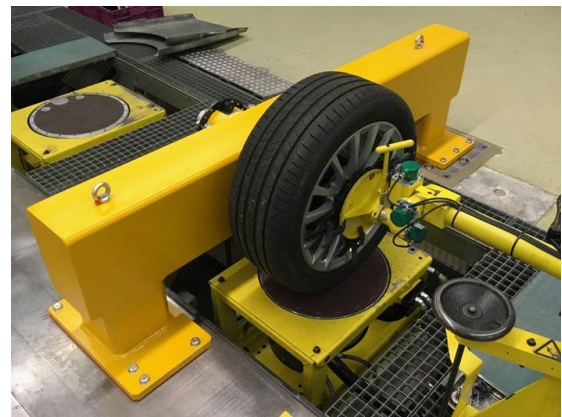
Eine Einschränkung aktueller Reifenprüfstände ist, dass sie das Reifenbohrmoment lediglich bei geringen Sturzwerten messen können. Es stehen somit bislang keine geeigneten Reifenprüfstände

zur Erfassung parkierrelevanter Reifeneigenschaften bei hohen Sturzwerten von bis zu 10° zur Verfügung (vgl. Abschnitt 2.9).

Um die Reifeneigenschaften in dem für das Parkieren relevanten Bereich erfassen zu können, wird ein neuer Reifenprüfstand entwickelt. Das Konzept basiert auf einem KnC⁴⁴ Achskinematikprüfstand, welcher mit Hilfe eines Adapters und einer Radmessnabe für Reifenmessungen modifiziert wird. Die grundsätzliche Eignung dieses Aufbaus für parkierspezifische Reifenmessungen bei hohen Sturzwerten wurde im Rahmen einer Abschlussarbeit von SUTANTHAVIBUL (Sutanthavibul, 2019) bestätigt. Eine Patentanmeldung des im Anschluss beschriebenen Prüfstands wurde in (Weinberger et al., 2020b) vollzogen.



(a) Schematische Darstellung in Anlehnung an (MTS Systems Corporation, 1999).



(b) Konkrete Darstellung.

Abbildung 3.15: KnC-Reifenprüfstand.

Die Abbildungen 3.15a und 3.15b veranschaulichen den Aufbau des neuen Reifenprüfstands. Die Plattform des KnC-Prüfstands repräsentiert die Straße und weist fünf Freiheitsgrade⁴⁵ auf, welche von fünf voneinander unabhängigen hydraulischen Aktuatoren gesteuert werden. Die genauen Spezifikationen sind in Tabelle 3.2 beschrieben. Mit Hilfe einer hochsteifen Konstruktion (in Abbildung 3.15a gelb dargestellt) wird der Reifen oberhalb der Plattform fixiert. Da der Reifen über der Testplattform stationär gehalten wird, erfolgt die gesamte Relativbewegung zwischen Reifen und Fahrbahn durch die Aktuatoren der Plattform. Dabei werden die verschiedenen Prüfbedingungen wie beispielsweise Radlast oder Sturz eingestellt. Die Plattform ist in der Lage, alle in Abschnitt 3.2.2 beschriebenen relevanten Messbedingungen zu erzeugen. Eine zwischen Reifen und der Haltekonstruktion installierte Kraftmessdose (in Abbildung 3.15a blau dargestellt) erfasst dabei die Kräfte und Momente im Radmittelpunkt.

⁴⁴KnC steht für den englischen Begriff kinematic and compliance (deutsch: Kinematik und Elastokinematik) (Viehof, 2018).

⁴⁵Das Nicken der Plattform in Längsrichtung ist nicht möglich.

Tabelle 3.2: Spezifikation der KnC-Prüfplattform (MTS Systems Corporation, 1996).

Bewegung	Bereich	Genauigkeit
Translation in z -Richtung	± 200 mm	$\pm 0,4$ mm
Translation in x -Richtung	± 75 mm	$\pm 0,2$ mm
Translation in y -Richtung	± 75 mm	$\pm 0,2$ mm
Rotation um z -Achse	$\pm 45^\circ$	$\pm 0,03^\circ$
Rotation um x -Achse	$\pm 12^\circ$	$\pm 0,03^\circ$

3.2.2 Messbedingungen

Für die Erzeugung eines Messplans wird der Arbeitsbereich des Reifens sowie seine Bewegung beim Parkieren im Stand anhand von Gesamtfahrzeugsimulationen analysiert. Damit möglichst alle relevanten Arbeitsbereiche des Reifens erfasst werden, erfolgen die Simulationen mit drei Fahrzeugen, welche sich hinsichtlich der Vorderachsprinzipien und somit der Reifenverschiebungen unterscheiden. Die Auswertung der Reifenbewegung erfolgt im TYDEX-W Reifenkoordinatensystem (vgl. Abschnitt 2.1). Die Relativgeschwindigkeit des Reifenkontaktpunkts (Ursprung des TYDEX-W Koordinatensystems) beschreibt hierbei die Reifenbewegung.

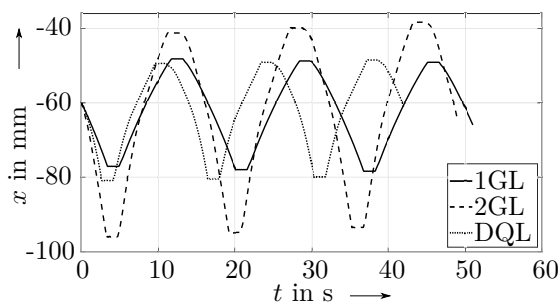
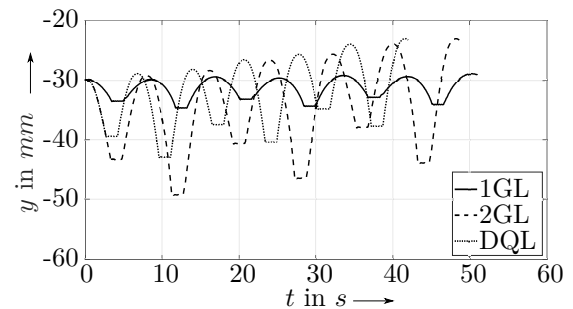
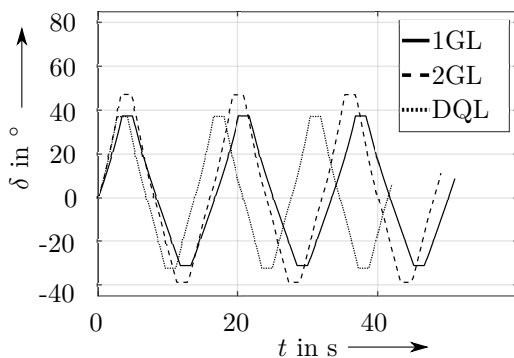
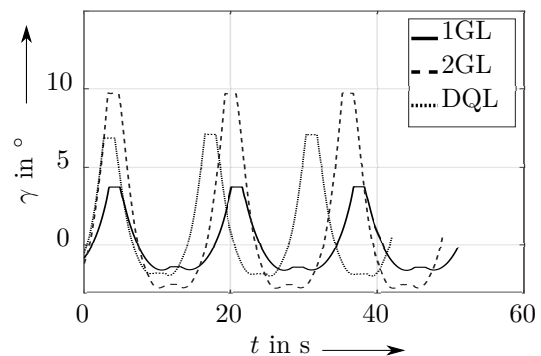
(a) Verschiebung x des Reifenaufstandspunkts in Längsrichtung.(b) Verschiebung y des Reifenaufstandspunkts in Querrichtung.(c) Lenkwinkel δ des Reifens.(d) Sturzwinkel γ des Reifens.

Abbildung 3.16: Reifenbewegung unter dreimaligem Durchlenken beim Parkieren im Stand. Variation der Vorderachsprinzipien Eingelenk-Federbein (1GL), Zweigelenk-Federbein (2GL) und Doppelquerlenker (DQL).

Abbildung 3.16 stellt die simulierte Bewegung eines Reifens mit den drei verschiedenen Achsprinzipien dar. Es wird ersichtlich, dass sowohl die Geschwindigkeit als auch die maximale Verschiebung eine signifikante Abhängigkeit von der Achskinematik aufweist. So zeigt beispielsweise der Reifen

bei einer 2GL-Achse eine deutlich höhere translatorische Verschiebung und Geschwindigkeit als bei einer 1GL-Achse auf.

Wie in Abbildung 3.16a dargestellt, beträgt bei den drei untersuchten Achsprinzipien die Verschiebung in Reifenlängsrichtung (x -Richtung) maximal 140 mm. Die maximale Geschwindigkeit liegt bei ca. $40 \frac{\text{mm}}{\text{s}}$. In Reifenquerrichtung (y -Richtung) ist die Verschiebung mit maximal 55 mm bei einer Geschwindigkeitsamplitude von $30 \frac{\text{mm}}{\text{s}}$ geringer (Abbildung 3.16b). Der in Abbildung 3.16c dargestellte Reifenlenkwinkel δ entspricht beim Parkieren im Stand dem Schräglaufwinkel α (vgl. Abbildung 2.2). Im Gegensatz zur translatorischen Verschiebung ist der Einfluss der Achskinematik auf den Reifenlenkwinkel gering. Der maximale Lenkwinkelbereich beträgt etwa 90° bei einer Geschwindigkeitsamplitude von ca. $20 \frac{^\circ}{\text{s}}$.

Abbildung 3.16d zeigt den Radsturz γ der drei verschiedenen Achsprinzipien. Es ist ersichtlich, dass der maximale Sturzwinkel, welcher im Endanschlag erreicht wird, stark von der Achskinematik abhängt. So weist in dieser Untersuchung die 2GL-Achse den höchsten Radsturz im Endanschlag auf. Bei den drei simulierten Fahrzeugen beträgt der maximale Sturzwinkel bis zu 10° bei einer Geschwindigkeitsamplitude von ca. $6 \frac{^\circ}{\text{s}}$.

Über die durchgeführten Standparkiersimulationen hinaus wurden Achskinematiksimulationen von 111 BMW-Vorderachsvarianten analysiert und der maximale Sturzwinkel, der am Endanschlag der Lenkung auftritt, ausgewertet. Abbildung 3.17 stellt die Häufigkeitsverteilung des auftretenden maximalen Radsturzes $\hat{\gamma}$ dar.

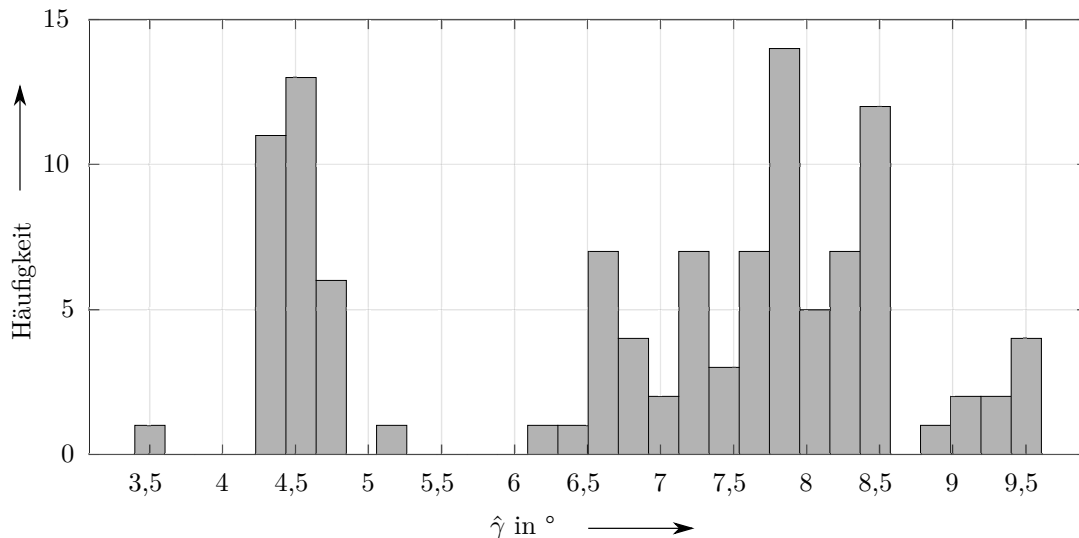


Abbildung 3.17: Häufigkeit des maximalen Sturzwinkels $\hat{\gamma}$ im Endanschlag bei 111 Vorderachsvarianten von Fahrzeugen der BMW Group.

Die Sturzwinkel im Endanschlag betragen zwischen 3° und $9,5^\circ$. Am häufigsten liegt der maximale Sturzwinkel bei 1GL- und DQL-Achsen in einem Bereich um $4,5^\circ$ Sturz, während er bei 2GL-Achsen bei ca. $7,5^\circ$ Sturz liegt. Die auf den Reifen wirkende Radlast liegt, je nach Fahrzeug, in einem Bereich von 4 kN bis 9 kN. Der Reifenfülldruck wird im Rahmen der Lenkungsauslegung auf das gesetzliche Minimum nach ETRTO Norm (vgl. Abschnitt 2.5.4.2) berechnet. Der Mindestfülldruck ist hierbei maßgeblich von dem Reifenlastindex (LI) sowie der Radlast abhängig und beträgt dadurch üblicherweise zwischen 2,1 bar und 3,0 bar.

Tabelle 3.3: Parameter der Reifenmessungen.

Parameter	Bereich
Verschiebung Längsrichtung (x_W -Richtung)	-90 mm bis +50 mm
Geschwindigkeit Längsverschiebung (x_W -Richtung)	$\pm 40 \frac{\text{mm}}{\text{s}}$
Verschiebung in Querrichtung (y_W -Richtung)	-40 mm bis +15 mm
Geschwindigkeit Querverschiebung (y_W -Richtung)	$\pm 30 \frac{\text{mm}}{\text{s}}$
Radlenkwinkel (Rotation um z_W -Achse)	$\pm 45^\circ$
Radlenkwinkelgeschwindigkeit (Rotationsgeschwindigkeit um z_W -Achse)	$\pm 20 \frac{^\circ}{\text{s}}$
Sturz (Rotation um x_W -Achse)	-3° bis 10°
Sturzgeschwindigkeit (Rotationsgeschwindigkeit um z_W -Achse)	$\pm 6 \frac{^\circ}{\text{s}}$
Radlast (Kraft entgegen z_W -Achse)	4 kN bis 8 kN
Reifenfülldruck	2,1 bar bis 3,0 bar

Tabelle 3.3 stellt die bei den Reifenmessungen zu untersuchenden Einflussparameter sowie deren in diesem Abschnitt identifizierten Bereich dar. Basierend auf diesen Parameterbereichen wird ein vollfaktorieller Messplan erstellt, dessen einzelne Messpunkte in Anhang A aufgelistet sind. Der Messplan besteht aus 173 Messungen, wobei 22 Wiederholungsmessungen zur Bewertung der Messqualität enthalten sind. Der maximale Fehler der Messungen beträgt nach SUTANTHAVIBUL (Sutanthavibul, 2019) 5 %.

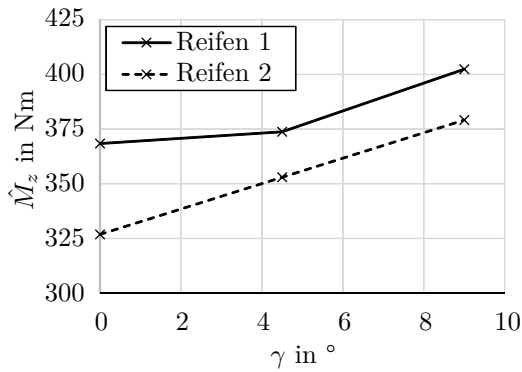
3.2.3 Bohrmoment

In diesem Abschnitt erfolgt die Analyse des Reifenbohrmoments, welches maßgeblich die beim Parkieren wirkende Zahnstangenkraft beeinflusst (vgl. Abbildung 3.7). Der Fokus liegt hierbei auf dem Einfluss des Radsturzes, da dieser bisher, unter anderem aufgrund mangelnder Prüfstände, nicht untersucht werden konnte.

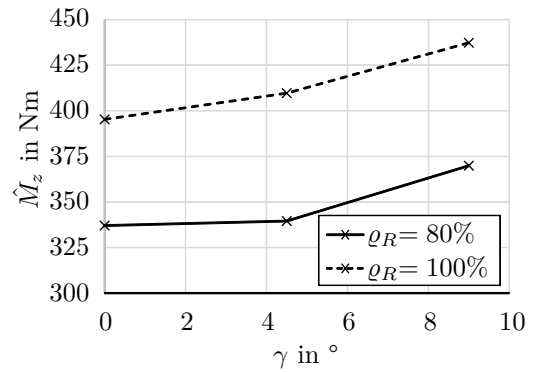
Zu Beginn der Analyse erfolgt eine Bohrmomentmessung bei einer reinen Rotation des Reifens um seine vertikale z -Achse, wobei die Messgrößen Sturz, Radlast und Fülldruck variiert werden. Im Anschluss erfolgt eine Messung des Bohrmoments bei einer zusätzlichen translatorischen Verschiebung des Reifens. Hierbei wird analysiert, inwiefern sich das Bohrmoment bei einer aus Rotation und Translation kombinierten Bewegung ändert.

3.2.3.1 Einfluss des Sturz'

Abbildung 3.18 stellt das gemessene maximale Reifenbohrmoment zweier Reifen in Abhängigkeit des Sturzes dar. Aus Abbildung 3.18a wird ersichtlich, dass bei beiden Reifen das maximale Bohrmoment \hat{M}_z durch einen höheren Sturz steigt. Dies ist jedoch abhängig von den Reifeneigenschaften. Während Reifen 1 mit steigendem Sturz einen exponentiellen Anstieg des Bohrmoments aufweist, ist dieser bei einem Reifen mit höherer Vertikalsteifigkeit nahezu linear. Abbildung 3.18b



(a) Bohrmoment zweier Reifen.



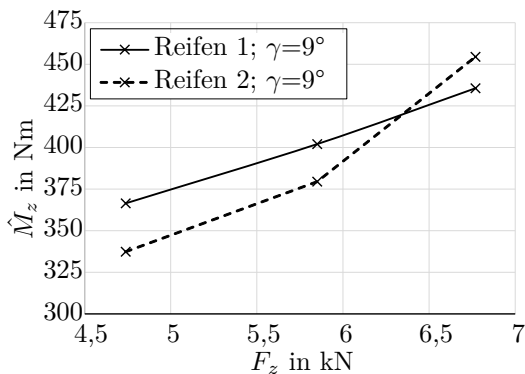
(b) Bohrmoment eines Reifens bei 80% und 100% Auslastung ϱ_R eines Reifens.

Abbildung 3.18: Einfluss des Sturzes auf das maximale Bohrmoment \hat{M}_z .

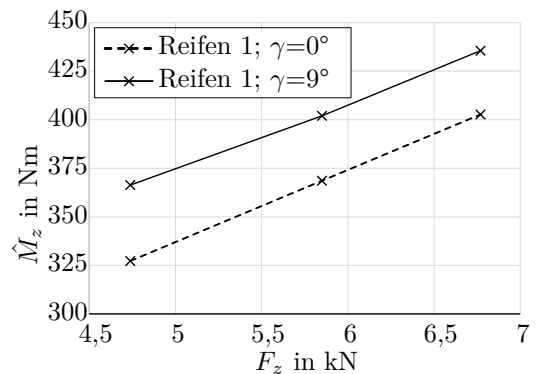
zeigt, dass der Sturzeinfluss auf das maximale Bohrmoment nahezu unabhängig von der Auslastung des Reifens ist.

Die Ursache für die Sturzabhängigkeit liegt maßgeblich in der Bodendruckverteilung (vgl. Abbildung 3.37). Mit zunehmendem Sturz verschiebt sich der Druck in der Aufstandsfläche von der Reifenmitte in Richtung der Reifenflanke (vgl. Abbildung 3.39a und 3.40b). Der in Abbildung 3.41b dargestellte effektive Reibradius, welcher dem effektiven Hebelarm der Kontaktelementarkräfte entspricht, erhöht sich dabei. Daraus resultiert ein Anstieg des Bohrmoments mit steigendem Reifenfülldruck.

3.2.3.2 Einfluss der Radlast



(a) Bohrmoment zweier Reifen.



(b) Bohrmoment eines Reifens bei 0° Sturz und 9° Sturz.

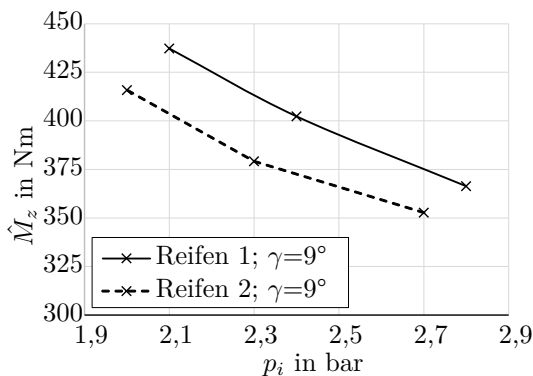
Abbildung 3.19: Einfluss der Radlast auf das Bohrmoment.

Abbildung 3.19 stellt das gemessene maximale Reifenbohrmoment zweier Reifen in Abhängigkeit der Radlast bei 9° Sturz dar. Aus Abbildung 3.19a wird ersichtlich, dass eine Radlasterhöhung bei beiden Reifen zu einem deutlichen Anstieg des maximalen Bohrmoments führt. Abbildung 3.19b stellt den Radlasteinfluss auf das maximale Bohrmoment eines Reifens bei 0° und 9° Sturz dar. Dieser ist nahezu unabhängig vom Radsturz.

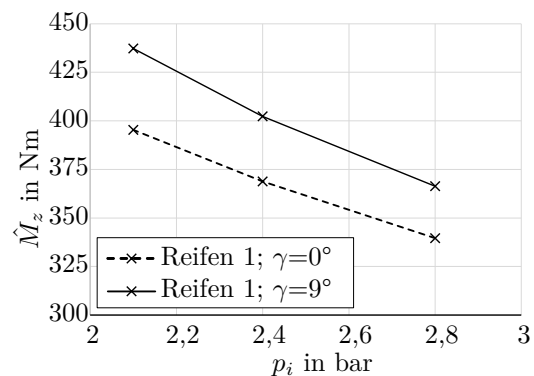
Die Radlast, multipliziert mit dem Reibwert, bestimmt die Reibungskräfte. Der Reibwert wird hierbei vom Druck, welcher dem Quotienten aus Radlast und Reifenaufstandsfläche entspricht, bestimmt⁴⁶ (vgl. Abschnitt 2.3.2.2). Bei hohem Sturz steigt die Reifenaufstandsfläche nahezu proportional zur Radlast an, wie in Abbildung 3.43b dargestellt ist. Dadurch bleibt der Druck und somit der Reibwert über den gesamten Radlastbereich mit einer relativen Abweichung von 1,2% nahezu konstant (vgl. Abbildung 3.46b). Als Folge steigt das Bohrmoment beinahe proportional zur Radlast.

Bei ungefähr der Hälfte der Reifenmessungen führt eine Radlasterhöhung bei 0° Sturz zu einem etwas stärkeren Anstieg des Bohrmoments als bei 9° Sturz. Dies liegt daran, dass der effektive Reibradius bei 0° Sturz häufig mit der Radlast steigt, während dieser bei 9° Sturz in einigen Fällen konstant bleibt oder sich sogar verringert (vgl. Abbildung 3.46b). Daraus resultiert, dass das Bohrmoment bei 0° Sturz häufig linear oder leicht progressiv mit der Radlast steigt, obwohl der Reibwert mit zunehmender Radlast abnimmt⁴⁷ (vgl. Abbildung 3.46b und 2.8a).

3.2.3.3 Einfluss des Fülldrucks



(a) Bohrmoment zweier Reifen.



(b) Bohrmoment eines Reifens bei 0° und 9° Sturz.

Abbildung 3.20: Einfluss des Fülldrucks p_i auf das maximale Bohrmoment \hat{M}_z .

Abbildung 3.20a stellt das gemessene maximale Reifenbohrmoment zweier Reifen in Abhängigkeit des Fülldrucks bei einem hohen Sturz von 9° dar. Es wird ersichtlich, dass eine Fülldruckerhöhung bei beiden Reifen zu einer deutlichen Reduktion des maximalen Bohrmoments führt. Abbildung 3.20b zeigt den Fülldruckeinfluss eines Reifens bei 0° und 9° Sturz. Aufgrund des nahezu parallelen Verlaufs der beiden Linien erweist sich der Einfluss des Fülldrucks auf das maximale Reifenbohrmoment als weitestgehend unabhängig vom Radsturz.

Die geringe Abhängigkeit des Fülldruckeinflusses vom Radsturz zeigt, dass sich ein Teil der in Abschnitt 2.3.4.2 beschriebenen Mechanismen des Fülldruckeinflusses bei 0° Sturz auch auf höhere Sturzwerte übertragen lassen. Mit steigendem Fülldruck verringert sich sowohl bei niedrigem als auch bei hohem Sturz entsprechend den Abbildungen 3.48b und 3.49 die Aufstandsflächengröße

⁴⁶Je höher der Druck, desto geringer ist der Reibwert (vgl. Abbildung 2.8a).

⁴⁷Im Gegensatz zum Reibwert bei hohen Sturzwerten nimmt dieser bei niedrigem Sturz mit steigender Radlast ab. Grund hierfür ist, dass bei geringem Sturz die Reifenaufstandsfläche nicht proportional zur Radlast steigt.

und Druckverteilungshomogenität⁴⁸. Je geringer und homogener der lokale Druck in den Kontaktflächenelementen ist, desto höher ist nach (Heißing, 2008) der Reibwert (vgl. Abschnitt 2.3.2.2). Dadurch sinken die übertragbaren Gesamtreibungskräfte der Kontaktflächenelemente und somit auch das Bohrmoment mit steigendem Fülldruck.

Die Reduktion des Bohrmoments mit steigendem Fülldruck ist bei den meisten Reifenmessungen jedoch nicht über den gesamten Sturzbereich von 0° bis 9° gleich hoch. Für diesen sturzabhängigen Einfluss des Fülldrucks sind maßgeblich die Druckverteilungshomogenität und der effektive Reibradius verantwortlich.

Die Druckverteilungshomogenität wird bei hohem Sturz durch einen Fülldruckanstieg stärker reduziert als bei geringem Sturz. Dies führt zu einer stärkeren Reduktion der übertragbaren Reibungskraft und somit des Bohrmoments bei hohem Sturz. Der effektive Reibradius wird hingegen bei niedrigem Sturz mit einem Anstieg des Fülldrucks verringert, während dieser bei hohem Sturz nahezu konstant bleibt (vgl. Abbildung 3.51b). Dies führt zu einer stärkeren fülldruckabhängigen Reduktion der übertragbaren Reibungskraft und somit des Bohrmoments bei kleinem Sturz. Während die geringere Druckverteilungshomogenität bei hohem Sturz das Bohrmoment reduziert, geschieht dies bei niedrigem Sturz maßgeblich durch den kürzeren effektiven Reibradius verringert. Beide Eigenschaften der Bodendruckverteilung, die Homogenität der Druckverteilung sowie der effektive Reibradius, bestimmen die Sturzabhängigkeit des Fülldruckeinflusses somit gegenläufig. Bei ca. 80 % der Reifenmessungen führt jedoch eine Fülldruckerhöhung bei geringeren Sturzwerten zu einer stärkeren Reduktion des Bohrmoments als bei hohen Sturzwerten. Der Einfluss des effektiven Reibradius dominiert somit in diesen Fällen jenen der gleichmäßigeren Druckverteilung. Es zeigt aber auch, dass diese Sensitivität des Reifens auf Fülldruck und Sturz immer von den Reifeneigenschaften, wie beispielsweise laterale Biegesteifigkeit oder Radlastabhängigkeit des Reifenreibwerts, abhängig ist.

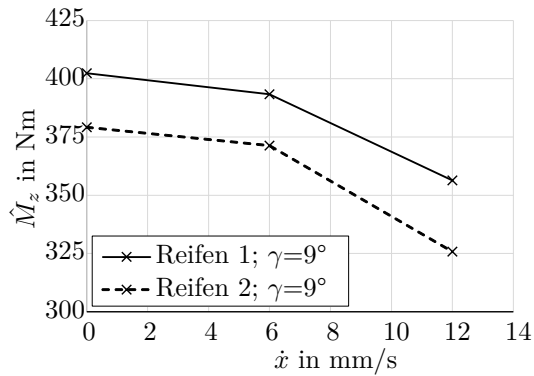
3.2.3.4 Einfluss der Translation

Beim Parkieren im Stand erfolgt eine aus Rotation und Translation kombinierte Bewegung des Reifens. In der vorliegenden Literatur ist das Bohrmoment lediglich bei einer reinen Rotation des Reifens um die z-Achse analysiert. Um den Einfluss der Translation auf das maximale Bohrmoment zu untersuchen, wird der rotierende Reifen zusätzlich mit verschiedenen Geschwindigkeiten in Längsrichtung verschoben.

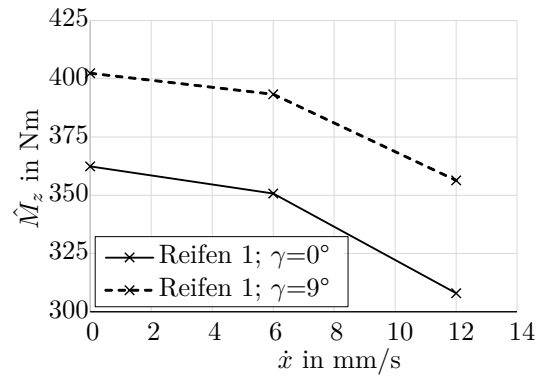
Abbildung 3.21a stellt das gemessene maximale Reifenbohrmoment zweier Reifen in Abhängigkeit der Reifenlängsgeschwindigkeit bei 9° Sturz dar. Es wird ersichtlich, dass eine Längsgeschwindigkeitserhöhung bei beiden Reifen zu einer deutlichen Reduktion des Bohrmoments führt. Abbildung 3.21b stellt den Längsgeschwindigkeitseinfluss auf das maximale Bohrmoment eines Reifens bei 0° und 9° Sturz dar. Der qualitative Einfluss auf das maximale Bohrmoment ist nahezu unabhängig vom Radsturz.

Die Ursache der Bohrmomentreduktion bei einer zusätzlichen Längsverschiebung ist in Abbildung 3.22 veranschaulicht. Durch eine Rotation um den Drehpunkt erfolgt eine Auslenkung der einzelnen Kontaktflächenelemente, welche durch gestrichelte Pfeile dargestellt sind. Ab einer bestimmten relativen Verschiebung der Kontaktflächenelemente gehen diese vom Zustand

⁴⁸Die Druckverteilungshomogenität bezeichnet die Gleichmäßigkeit der Druckverteilung in der Reifenaufstandsfläche.



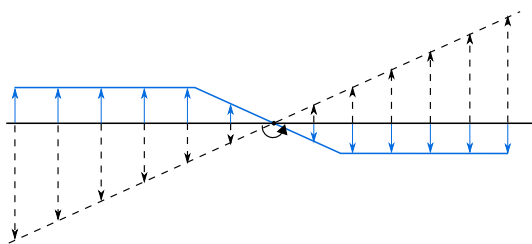
(a) Bohrmoment zweier Reifen.



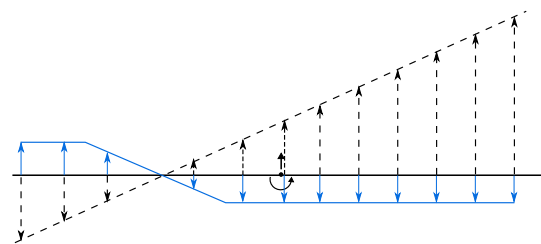
(b) Bohrmoment eines Reifens bei 0° und 9° Sturz.

Abbildung 3.21: Einfluss einer zusätzlichen Translation des Reifens auf das Bohrmoment.

der Haftreibung in den der Gleitreibung über. Sobald die Elemente gleiten, steigt die übertragbare Reibkraft bei weiterer Erhöhung der Verschiebung nicht weiter. Die übertragene Reibkraft der einzelnen Kontaktflächenelemente wirkt entgegen der Bewegung und ist mit blauen Pfeilen dargestellt. Diese Reibkräfte, multipliziert mit dem Abstand zum Drehpunkt, ergeben das Bohrmoment. Im Fall der reinen Rotation wird ersichtlich, dass alle Reibkräfte entgegen der Rotation wirken (vgl. Abbildung 3.22a). Erfolgt neben einer Rotation eine zusätzliche Translation des Reifens in Längsrichtung, so ändert dies auch die Verschiebung der Kontaktflächenelemente. Im Gegensatz zu einer reinen Rotation wirken nun, wie in Abbildung 3.22b dargestellt ist, nicht mehr alle Reibkräfte entgegen der Rotation. Dadurch reduziert sich das Bohrmoment und es entsteht eine Reifenlängskraft.



(a) Reine Rotation.



(b) Rotation und Längsverschiebung.

Abbildung 3.22: Vereinfachte Darstellung zur Verschiebung (schwarz) und übertragenen Reibkraft (blau) der Kontaktflächenelemente.

3.2.4 Längs- und Querkraft

In diesem Abschnitt erfolgt die Analyse der Einflussfaktoren auf die Reifenlängs- und Querkraft. Bisherige Untersuchungen basieren weitestgehend auf Messungen bei geringen Sturzwerten und hohen, fahrdynamisch relevanten, Geschwindigkeiten (vgl. Abschnitt 2.3.4). Der Fokus der vorliegenden Arbeit liegt jedoch auf Messungen mit hohem Radsturz und geringen Geschwindigkeiten, da hierbei die maximalen Lenkungskräfte wirken.

Zu Beginn der Analyse erfolgt eine Messung bei einer reinen Translation des Reifens in Längs- oder Querrichtung. Der Reifen wird dabei mindestens soweit verschoben, bis er im Zustand der Gleitreibung ist und sich eine konstante Kraft einstellt. Bei diesen Messungen wird der Einfluss des Sturzes, der Radlast und des Fülldrucks auf die maximal wirkende Reifenlängs- oder Querkraft analysiert. Im Anschluss erfolgt eine Messung der Kräfte bei einer zusätzlichen Rotation des Reifens, um zu prüfen, inwiefern sich die Längs- oder Querkraft bei einer aus Rotation und Translation kombinierten Bewegung ändert. Durch Fehlmessungen liegen bei den Messgrößen Fülldruck und Rotation lediglich zwei Stützstellen vor. Eine lineare Annäherung deren Einfluss' kann somit nicht validiert werden, weshalb auf eine Trendlinie in der Darstellung verzichtet wird.

3.2.4.1 Einfluss des Sturzes'

Abbildung 3.23 stellt die gemessenen Längs- und Querkräfte zweier Reifen in Abhängigkeit des Sturzes dar. Aus Abbildung 3.23a wird ersichtlich, dass bei beiden Reifen durch einen höheren Sturz die maximal übertragbare Längskraft um bis zu 5 % sinkt. Abbildung 3.23b zeigt, dass auch die maximal übertragbare Querkraft mit steigendem Sturz um ca. 3 % geringer wird. Im Gegensatz zur Längskraft ist die Querkraftreduktion bei steigendem Sturz etwas geringer und bei beiden Reifen in etwa gleich hoch.

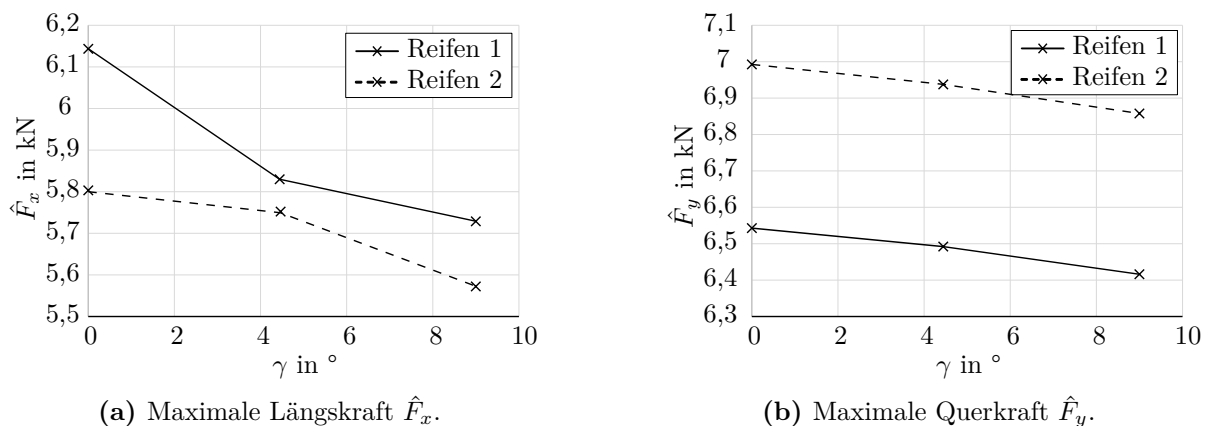


Abbildung 3.23: Einfluss von Sturz γ auf die Längs- und Querkraft zweier Reifen.

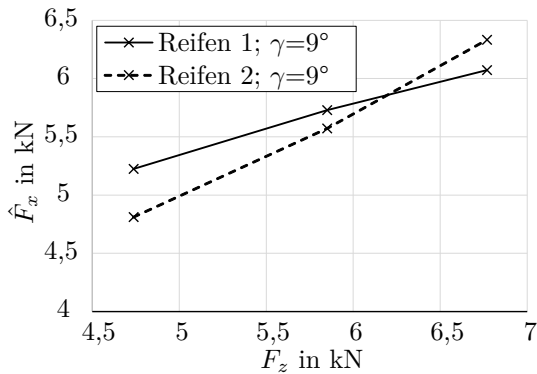
Abbildung 3.38b zeigt, dass die Reifenaufstandsfläche mit steigendem Sturz kleiner wird. Diese Verringerung führt zu einem höheren Bodendruck und somit nach (Heißing, 2008) zu einer Reduktion des Reibungskoeffizienten (vgl. Abbildung 2.8a).

Dadurch, dass sich der Reifen unter Sturz auf einer der Reifenflanken abstützt, ist der Druck hierin erhöht und somit ungleichmäßiger verteilt (vgl. Abbildung 3.17). Diese ungleichmäßigere Druckverteilung führt zu einer Reduktion der übertragbaren Reibungskräfte.

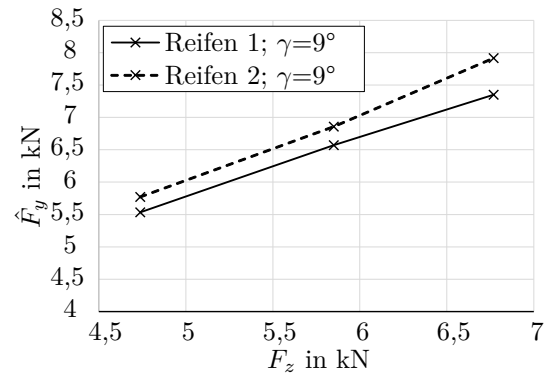
Sowohl die Verringerung der Reifenaufstandsfläche als auch die ungleichmäßigere Druckverteilung innerhalb dieser führen nach (Heißing, 2008) zu einer Abnahme der Reifenlängs- und Querkräfte mit steigendem Fülldruck (vgl. Abschnitt 2.3.2.2).

3.2.4.2 Einfluss der Radlast

Abbildung 3.24 stellt die gemessenen Längs- und Querkräfte zweier Reifen in Abhängigkeit der Radlast dar. Aus Abbildung 3.24a wird ersichtlich, dass bei Reifen 1 die Radlast zu einem degressiven und bei Reifen 2 zu einem progressiven Anstieg der Längskraft führt. Abbildung 3.24b zeigt, dass sich auch die maximal übertragbare Querkraft mit steigender Radlast bei beiden Reifen ähnlich linear erhöht.



(a) Maximale Längskraft \hat{F}_x .

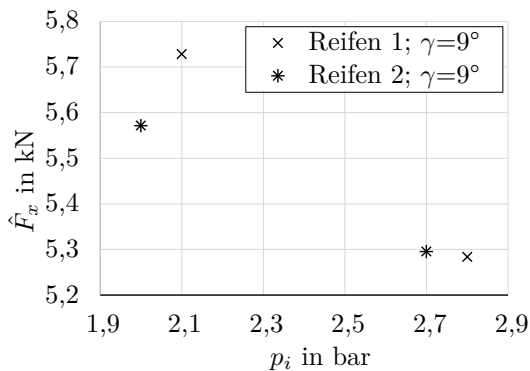


(b) Maximale Querkraft \hat{F}_y .

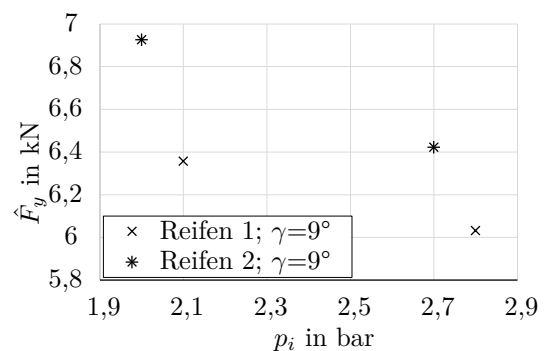
Abbildung 3.24: Einfluss von Radlast F_z auf die Längs- und Querkraft zweier Reifen.

Wie in Abschnitt 3.2.3.2 beschrieben, bleibt bei einem Anstieg der Radlast der Druck und somit der Reibwert zwischen Reifen und Fahrbahn nahezu konstant. Als Folge führt eine höhere Radlast zu einer näherungsweise proportionalen Erhöhung der Längs- und Querkräfte.

3.2.4.3 Einfluss des Fülldrucks



(a) Maximale Längskraft \hat{F}_x .



(b) Maximale Querkraft \hat{F}_y .

Abbildung 3.25: Einfluss von Fülldruck p_i auf die Längs- und Querkraft zweier Reifen.

Abbildung 3.25 stellt die gemessenen Längs- und Querkräfte zweier Reifen in Abhängigkeit des Reifenfülldrucks dar. Es wird ersichtlich, dass sich mit steigendem Fülldruck sowohl die Reifenlängs- als auch die Reifenquerkraft verringert. Wie beim Einfluss der Radlast ist insbesondere die Reduktion der maximalen Reifenlängskraft abhängig vom Reifen (vgl. Abbildung 3.25a). Die

Reduktion der maximal übertragbaren Querkraft ist hingegen bei den vorliegenden Messungen für beide Reifen ähnlich (vgl. Abbildung 3.25b).

Die Ursache für die geringeren Kräfte bei steigendem Fülldruck liegt, ähnlich wie beim Bohrmoment, in der Bodendruckverteilung der Reifenaufstandsfläche. Mit sinkendem Reifenfülldruck reduzieren sich die Biegesteifigkeit des Laufprofils sowie die radiale Steifigkeit (vgl. Abschnitt 2.3.3.2). Als Folge wächst die Reifenaufstandsfläche (vgl. Abbildung 3.48b), wodurch der Bodendruck abnimmt. Durch die geringeren Steifigkeiten werden zudem bei hohem Sturz die Druckspitzen an der Reifenflanke reduziert, woraus eine gleichmäßigere Druckverteilung innerhalb der Reifenaufstandsfläche (vgl. Abbildung 3.49b) resultiert. Sowohl der geringere als auch der gleichmäßigere Druck führen nach (Heißing, 2008) dazu, dass der Reibwert zwischen Reifen und Fahrbahn steigt (vgl. Abschnitt 2.3.2.2). Als Folge ist die Reifenlängs- und Querkraft bei geringen Fülldrücken größer als bei hohen.

Bei den Längs- und Querkraften ist ein Teil der beim Bohrmoment wirkenden Mechanismen nicht übertragbar. So liegt bei den Kräften im Gegensatz zum Bohrmoment kein Hebel an, wodurch der effektive Reibradius keinen Einfluss auf die Längs- und Querkraft aufweist.

3.2.4.4 Einfluss der Rotation

Beim Parkieren im Stand erfolgt eine Kombination aus Rotation und Translation des Reifens, weshalb der Einfluss einer zusätzlichen Rotation auf die Reifenlängs- und Querkraften untersucht wird. Hierfür erfolgt bei einem sich in Längs- oder Querrichtung bewegenden Reifens eine zusätzliche Rotation um die z-Achse mit verschiedenen Geschwindigkeiten.

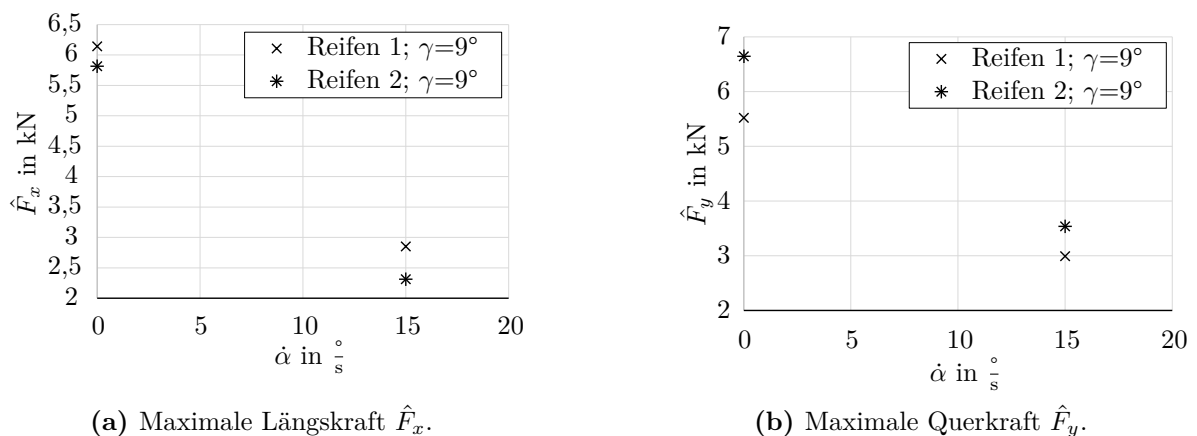


Abbildung 3.26: Einfluss einer zusätzlichen Rotation $\hat{\alpha}$ auf die Längs- und Querkraft zweier Reifen.

Abbildung 3.26 stellt die gemessene Längs- und Querkraft zweier Reifen bei verschiedenen Rotationsgeschwindigkeiten dar. Es wird ersichtlich, dass sich diese mit steigender Rotationsgeschwindigkeit deutlich verringern.

Die Ursache für die Abnahme der Längs- und Querkraft bei steigendem Bohrmoment beruht auf dem gleichen Prinzip wie die in Abschnitt 3.2.3.4 beschriebene Abnahme des Bohrmoments durch eine zusätzliche Translation. Bei einer reinen Bewegung des Reifens in Längs- oder Querrichtung gleiten alle Kontaktelemente auf der Fahrbahnoberfläche in die gleiche Richtung, wodurch die

maximale Gleitreibungskraft in eine Richtung entsteht. Bei einer zusätzlichen Drehbewegung gleiten die Kontaktelemente teils in verschiedene Richtungen, wodurch die Kraft reduziert wird und ein Moment entsteht. Daraus folgend nehmen die Kräfte bei einer zusätzlichen Translation signifikant ab.

3.2.4.5 Zusammenfassung

Eine Zusammenfassung der in diesem Abschnitt analysierten Einflussparameter auf die Reifenkräfte und -momente ist in Tabelle 3.4 dargestellt.

Tabelle 3.4: Einfluss der Parameter Sturz, Radlast, Fülldruck sowie Rotation und Translation auf die Reifenkräfte und -momente.

Parameter	Bohrmoment	Längskraft	Querkraft
Sturz ↑	↗	↘	↘
Radlast ↑	↑	↑	↑
Fülldruck ↑	↘	↘	↘
Translation ↑	↘	↑	↑
Rotation ↑	↑	↓	↓

Es wird ersichtlich, dass die Radlast den größten Einfluss auf die Reifenkräfte und -momente aufweist. Ihre Erhöhung führt zu einem nahezu linearen Anstieg des Bohrmoments sowie der Reifenlängs- und Querkraft. Eine Fülldruckerhöhung erwirkt hingegen eine Reduzierung dieser Kräfte und Momente. Der Einfluss des Fülldrucks auf das Reifenverhalten ist jedoch geringer als jener der Radlast. Mit steigendem Radsturz steigt das Reifenbohrmoment, während die Längs- und Querkraft geringer werden. Eine Erhöhung der Translation führt, je nach Richtung der Verschiebung, zu einer Steigerung der Längs- oder Querkraft. Gleichzeitig reduziert sich hierbei jedoch das Bohrmoment. Analog hierzu erfolgt bei einer Erhöhung der Rotation ein Anstieg des Bohrmoments bei einer damit einhergehenden Reduktion der Reifenlängs- und Querkraft.

3.3 Bodendruckverteilung in der Reifenaufstandsfläche

In diesem Abschnitt erfolgt eine Analyse der Bodendruckverteilung in der Reifenaufstandsfläche. Die Ergebnisse bilden dabei die Referenz für die Entwicklung des in Kapitel 4 beschriebenen Bodendruckverteilungsmodells sowie der in Kapitel 5 folgenden Validierung der Reifenmodelle.

3.3.1 Aufbau der Messungen

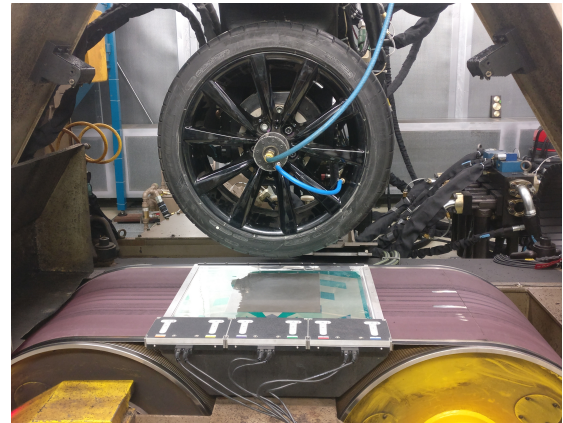
Die Messung der Bodendruckverteilung erfolgt durch die Kombination zweier Messsysteme. Sie wird, wie bei den Gesamtfahrzeugmessungen, mittels eines Tekscan Tyre Scan Systems erfasst, während die Variation der Messgrößen „Reifenfülldruck“, „Radsturz“ und „Radlast“ über einen Flattrac Reifenprüfstand erfolgt. Abbildung 3.27 stellt den aus beiden Systemen kombinierten Messaufbau dar.

Im Gegensatz zur Messung an einem Fahrzeug ermöglicht der Reifenprüfstand eine unabhängige Einstellung der Parameter „Radlast“, „Fülldruck“ und „Sturz“ und weist hierbei sowohl einen breiteren Einstellbereich als auch eine höhere Genauigkeit auf (vgl. Tabelle 3.6). Zudem

können alle gängigen PKW Reifendimensionen mit den gleichen Messbedingungen⁴⁹ erfasst werden. Aufgrund der automatischen Einstellung und Regelung von Radlast und Sturz dauert eine Einzelmessung auf dem Reifenprüfstand ca. 30s. Im Vergleich zu Messungen mit dem Gesamtfahrzeug (ca. 10 min pro Messung) können um den Faktor 20 mehr Messdaten erzeugt werden. Im Folgenden wird der Aufbau dieser Messungen beschrieben.



(a) Gesamtansicht des Messaufbaus



(b) Detailansicht des Messaufbaus

Abbildung 3.27: Aufbau des Systems zur Messung der Bodendruckverteilung.

3.3.1.1 Tekscan Bodendruckverteilungsmesssystem

Wie in Abschnitt 2.9.2 erwähnt, weisen die Kraft-Sensor-basierten Druckmesssysteme eine höhere Genauigkeit gegenüber tintenbasierten Verfahren auf. Die optischen Verfahren sind zwar ebenfalls genau, haben jedoch sehr komplexe Aufbauten, weshalb diese nicht ohne weiteres mit anderen Prüfständen kombinierbar sind. Dies ist jedoch nötig, um den Reifen bei verschiedenen Radlasten und Fülldrücken messen zu können.

Aufgrund der hohen Genauigkeit, Verfügbarkeit und Benutzerfreundlichkeit wird somit das Tekscan VersaTek TireScan TVR8406 System zur Messung der Bodendruckverteilung gewählt. Dieses basiert auf einem Raster von taktilen piezoresistiven Drucksensoren, die in eine Matte eingebettet sind (vgl. Abschnitt 2.9.2). Eine Einschränkung des Systems ist, dass die Sensoren zur Messung der Bodendruckverteilung nicht auf Scherspannung beansprucht werden können. Deshalb wird zwischen dem Reifen und den Sensoren eine Folie zur Reduzierung der Reibung eingesetzt. Die Messung der Bodendruckverteilung erfolgt somit ohne Reibungskräfte. Inwiefern dies die Genauigkeit der Analyse einschränkt, kann aufgrund mangelnder Messmethoden und Simulationsmodellen aktuell nicht evaluiert werden.

Die Spezifikationen der Sensormatte des verwendeten TVR8406 Systems sind in Tabelle 3.5 beschrieben. Der Abtastbereich weist eine Fläche von 268,2 mm × 317,0 mm auf. Die Seitenlänge eines einzelnen quadratischen Drucksensors beträgt dabei 1,016 mm. Mit Hilfe eines Worst-Case Szenarios von ROEMPLER (Roempler Dellien, 2019) erfolgt eine Analyse, inwiefern die Auflösung der Sensormatte nach dem Nyquist-Shannon-Abtasttheorem (Stearns et al., 2018) ausrei-

⁴⁹Die messbare Reifendimension ist durch den Radfreigang des Messfahrzeugs limitiert. Es ist deshalb nicht möglich, Reifen mit variierenden Dimensionen auf dem gleichen Fahrzeugderivat und somit der gleichen Achskinematik zu messen.

Tabelle 3.5: Tekscan Sensor Spezifikationen (Tekscan Inc, 2018).

System	Tekscan TVR8406
Sensor Technologie	Piezoresistiv
Genauigkeit	$\pm 5\%$
Dicke der Sensormatte	0,2 mm (nicht komprimierbar)
Sensorfläche	268,2 mm \times 317,0 mm
Anzahl der Sensorelemente	82,368
Räumliche Auflösung (x,y)	1,016 mm \times 1,016 mm
Standard Druckbereich	0 bar bis 20,68 bar

chend ist. Annahme dieses Szenarios ist, dass die Aufstandsfläche je eine Länge von 100 mm in Längs- und Querrichtung aufweist. Anstelle von maximal drei Hochdruckspitzen, wie sie in Abschnitt 2.3 beschrieben sind, werden neun Spitzen angenommen. Wenn diese gleichmäßig verteilt sind, befinden sich 18 Extremwerte (entweder lokales Maximum oder Minimum) innerhalb der Aufstandsfläche. Daraus ergibt sich ein Abstand von 5,56 mm zwischen den Extremwerten. Da ein einzelner Drucksensor eine Breite von 1,016 mm aufweist, liegen somit immer mindestens vier Sensorelemente dazwischen. Gemäß dem Nyquist-Shannon-Abtasttheorem (Stearns et al., 2018) müssen zwischen diesen Extrempunkten mindestens zwei gleichmäßig verteilte Sensorelemente vorhanden sein, um die Informationen ausreichend zu extrahieren und zu diskretisieren. Da das Tekscan Gerät mindestens vier Sensorelemente zwischen den Extrempunkten aufweist, übertrifft es die Anforderungen bei dieser Worst-Case Annahme und weist somit eine ausreichende Auflösung für die durchzuführenden Bodendruckverteilungsmessungen auf.

3.3.1.2 Flachbahn-Reifenprüfstand

Für die Messungen der Bodendruckverteilung in der Reifenaufstandsfläche wird das soeben beschriebene Tekscan Messsystem auf dem Stahlband eines Flat-Trac[®] III CT Flachbahn-Reifenprüfstands positioniert. Über den Flachbahn-Reifenprüfstand erfolgt die Einstellung der Parameter Sturz, Radlast und Reifenfülldruck.

Tabelle 3.6: Relevante Parameter und Genauigkeit des Flat-Trac[®] III CT Reifenprüfstands nach (MTS Systems Corporation, 2022) und (Industrieanlagen-Betriebsgesellschaft mbH, 2021).

Parameter	Bereich	Genauigkeit	Einheit
Sturz	-12 bis +45	$\pm 0,01$	°
Radlast	0 bis 25	$\pm 0,25$	kN
Fülldruck	0 bis 7,0	$\pm 0,03$	bar

Tabelle 3.6 zeigt die Spezifikationen des Flat-Trac Reifenprüfstands. Mit einem maximal einstellbaren Radsturz von -12° bis $+45^\circ$, einer Radlast von bis zu 25 kN und einem Fülldruck von 7,0 bar wird ersichtlich, dass der Prüfstand die in Tabelle 3.3 beschriebenen Anforderungen an Sturz (-3° bis $+10^\circ$), Radlast (3 kN bis 8 kN) und Reifenfülldruck (2,1 bar bis 3,0 bar) erfüllt. Während der Flachbahnprüfstand diese Bereiche einstellt, misst das Tekscan Gerät die daraus resultierende Bodendruckverteilung.

3.3.2 Messplan

Im Gegensatz zu den Gesamtfahrzeug- und Reifenmessungen sollen die Messungen der Bodendruckverteilung auch für die Parametrierung zukünftiger Bodendruckverteilungsmodelle genutzt werden. Die Entwicklung eines passenden Versuchsdesigns ist deshalb von entscheidender Bedeutung. Im Folgenden werden die Anforderungen und Auswahl eines Messplans beschrieben. Der gewählte hybride Messplan wird im Anschluss erläutert.

3.3.2.1 Anforderungen und Auswahl

Die Messungen sollen dazu dienen, ein Wirkkettenverständnis aufzubauen, existierende Reifenmodelle zu validieren und ein prädiktives Modell für die Bodendruckverteilung des Reifens zu entwickeln. Dieses Modell soll somit in der Lage sein, die Bodendruckverteilung für verschiedene Radlasten, Reifenfülldrücke und Sturzwerte prädiktiv berechnen zu können. Die Anforderungen an den Messplan werden hierbei maßgeblich von jenen des prädiktiven Modells bestimmt, da dieses in Bezug auf Anzahl und Verteilung der Messpunkte am anspruchsvollsten ist.

Ein prädiktives Modell soll die unbekannte Ausgabefunktion sehr gut in der Nähe des gemessenen Eingangsraums, welcher den Messgrößen Radlast, Fülldruck und Sturz entspricht, prognostizieren (Dean et al., 2017). Daher sollte die Untersuchung des Ausgaberaums gleichmäßig über den Eingaberaum verteilt sein. Dies ermöglicht das Training eines neuronalen Netzes, welches Werte über den gesamten gewünschten Eingangsbereich prognostizieren kann. Die hierfür nötigen Messpläne werden als raumfüllende Designs bezeichnet.

Der Messplan soll auch für die Parametrierung zukünftiger Reifenmodelle angewandt werden. Dabei wird jeder zu simulierende Reifen gemessen, weshalb der Messplan in Hinblick auf seine Industrialisierbarkeit so effizient wie möglich sein soll.

Das offensichtlichste raumfüllende Design ist der vollfaktorielle Versuchsplan (Vollfaktorplan). Hierbei wird jede Dimension des Eingaberaums in gleichmäßig geteilte Segmente (Stufen) unterteilt und an jedem Segmentkreuzungspunkt eine Messung durchgeführt. Hierdurch wird eine Kombination aller Stufen für die Faktoren (Variablen) des Eingangsraums generiert. Die Anzahl der Messungen n_s wird mit der Gleichung

$$n_s = \prod_{i=1}^m L_i \quad (3.1)$$

aus der Gesamtmenge der Faktoren m und der Zahl der Stufen L_i für einen gegebenen Faktor i bestimmt (Fang et al., 2005).

Der Vollfaktorplan ist der aufwändigste Messplan, da bei diesem alle Kombinationen getestet werden. Im Fall der parkierspezifischen Bodendruckverteilungsmessungen werden die drei Faktoren Radlast, Fülldruck und Sturz variiert. Die Radlast und der Fülldruck haben hierbei 18 Stufen (100 N bzw. 0,05 bar Schrittweite) während der Sturz 60 Stufen (0,1° Schrittweite) aufweist. Aus Gleichung 3.1 folgt, dass der Versuchsaufwand bei einem Vollfaktorplan 19 940 Messungen betragen würde. Bei einer Dauer von 30 s pro Messung beansprucht die Durchführung eines Vollfaktorplans somit 162 h.

Aufgrund der geringen Effizienz und des hohen Aufwands ist der Vollfaktorplan praktisch nicht umsetzbar und genügt zudem nicht den Anforderungen einer Industrialisierbarkeit.

Es existieren mehrere Möglichkeiten, den Messaufwand unter Beibehaltung eines raumfüllenden Designs zu reduzieren. Der am häufigsten verwendete Ansatz ist der des Latin Hypercube Designs, kurz „LHD“ (Dean et al., 2017).

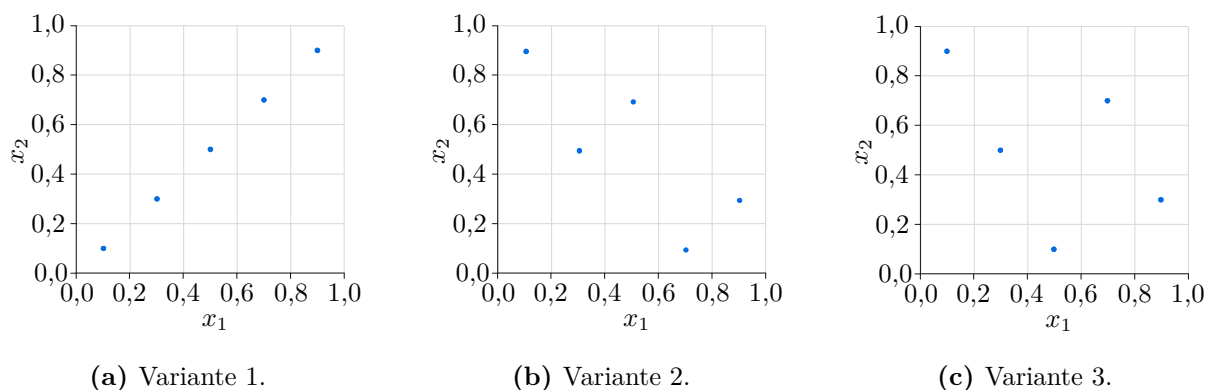


Abbildung 3.28: Latin Hypercube Designvarianten nach (Dean et al., 2017) und (Siebertz et al., 2017).

Beispiele zur Veranschaulichung dieses Verfahrens sind in Abbildung 3.28 zu sehen. Bei zwei Dimensionen ist ein Latin Hypercube ein quadratisches Gitter, bei dem jede Dimension einen Faktor darstellt. Es ist für alle Dimensionen in gleiche Abschnitte unterteilt, wobei jeder Abschnitt eine Ebene für den Faktor dieser Dimension darstellt. Es zeichnet sich dadurch aus, dass nur eine Probenahme in jeder Zeile und jeder Spalte erfolgt, welche dann zufällig in ihre Zelle platziert wird. Die Anzahl der Stichproben ist dann gleich der Anzahl der Abschnitte, in welche die Faktoren unterteilt werden.

Die grundlegende Konstruktionsmethode eines Latin Hypercube Designs garantiert kein gleichverteiltes und korrelationsfreies Testfeld (Siebertz et al., 2017). Im extremsten Fall könnte ein Entwurf generiert werden, bei dem die Eingabevariablen perfekt korrelieren. Ein Beispiel hierfür ist in Abbildung 3.28a abgebildet. Dieser Entwurf erschließt lediglich den Raum entlang der Hauptdiagonale. Da keine Punkte von der Hauptdiagonale entfernt platziert werden, gibt es keine Erkundung des Eingaberaums in Richtung der oberen linken und unteren rechten Ecke des Raumes. Je höher die Distanz von der Hauptdiagonale entfernt ist, desto geringer ist die Prognosegüte des abgeleiteten Modells (Kennedy, 2013).

Das Beispiel in Abbildung 3.28a zeigt, dass ohne zusätzliche Einschränkungen ein zufällig generierter LHD eine geringe Abdeckung des Entwurfsraums aufweisen kann (Siebertz et al., 2017). Diese kann erhöht werden, indem der minimale Zwischenpunkt Abstand für jede Probe maximiert wird. Ein Beispiel für ein Latin Hypercube Design, welches mit diesem sogenannten „MaxiMin-Kriterium“ nach (Dean et al., 2017) erstellt wurde, ist in Abbildung 3.28c dargestellt. Im Vergleich zu Abbildung 3.28a und 3.28b wird deutlich, dass dieses Design raumfüllender ist und sich von den Latin Hypercube Designs am besten für ein prädiktives Modell eignet (Johnson et al., 2010).

Die Untersuchungen von JOHNSON in (Johnson et al., 2010) zeigen auch, dass sich optimal verteilte Entwürfe wie der Vollfaktorplan besser für lineare Regressionsmodelle eignen als Entwürfe, die wie das LHD lediglich raumfüllend sind. Deshalb ist nach (Kennedy, 2013) ein hybrider Messplan, welcher die beiden Entwurfsmöglichkeiten (raumfüllend und optimal) kombiniert, sehr gut als Basis für ein mathematisches Ersatzmodell (prädiktives Modell) geeignet. Ein weiterer

Vorteil eines hybriden Messplanes ist, dass die Faktoren nicht nur den inneren Bereich (LHD) abbilden, sondern auch die Randpunkte. Zudem können für die Analyse der Reproduzierbarkeit noch zusätzliche Wiederholungsmessungen eingefügt werden. Aufgrund der genannten Vorteile wird für die Messungen der Bodendruckverteilung daher ein hybrider Messplan mit insgesamt 380 Messpunkten gewählt. Dieser erfüllt die Anforderungen bezüglich Umfang der Messungen sowie Effizienz und wird im folgenden Abschnitt beschrieben.

3.3.2.2 Hybrider Messplan

Der hybride Messplan besteht aus drei optimal verteilten Vollfaktorplänen, einem MaxiMin Latin Hypercube Design, mehreren Wiederholungspunkten und einer Reihe von manuell platzierten Punkten, um welche der Versuchsplan nach einer vorläufigen Sichtung der Messpunkte ergänzt wurde.

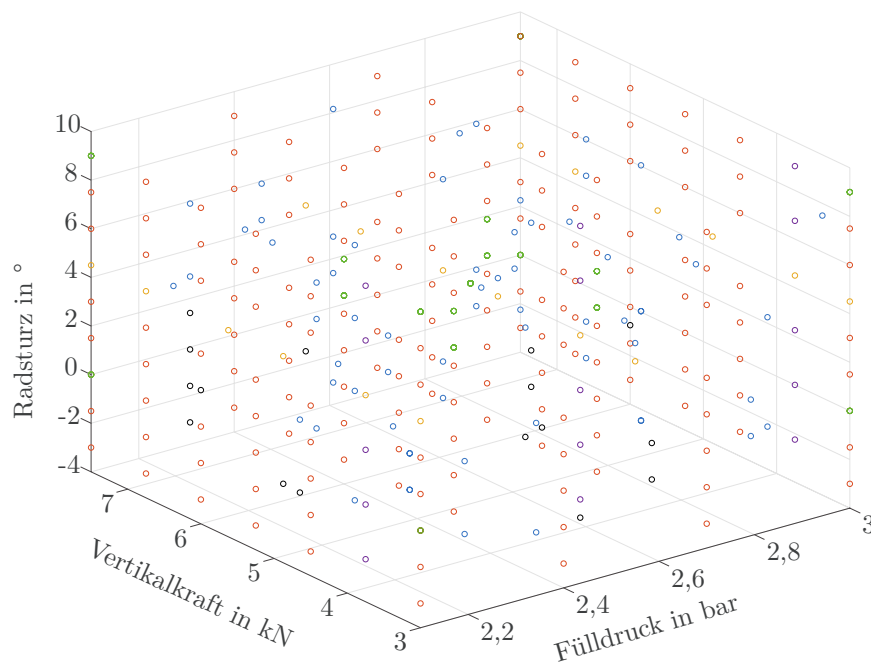


Abbildung 3.29: Messpunkte des hybriden Messplans zur Erfassung der Bodendruckverteilung.

Der vollfaktorielle Messplanabschnitt erstreckt sich über den gesamten Entwurfsraum und enthält den Maximal- und Minimalwert für jede Eingangsgröße. Die vollfaktoriellen Ebenen sind auf bestimmte Werte eingeschränkt, die so gewählt sind, dass sie den Messzuständen der in Abschnitt 3.2 beschriebenen Reifenmessungen entsprechen. Dieser vollfaktorielle Teil des Messplans enthält vier verschiedene Stufen für den Luftdruck, sechs für die vertikale Belastung und acht für den Sturzwinkel. Nach Gleichung 3.1 resultieren daraus 192 Messpunkte. Diese sind in Abbildung 3.29 in orange dargestellt. Die Anlehnung der vollfaktoriellen Ebenen an die Reifenmessungen führt dazu, dass diese nicht optimal verteilt sind. Aus diesem Grund sind zwei zusätzliche zweidimensionale vollfaktorielle Ebenen vorgesehen. Durch diese werden die größten planaren Räume zwischen den orangefarbenen Punkten gefüllt. Die Messpunkte der zwei Ebenen sind in Abbildung 3.29 in

Tabelle 3.7: Übersicht des hybriden Messplanentwurfs.

Entwurf	Farbe	Anzahl der Messpunkte
3D vollfaktorieller Raum über den gesamten Entwurfbereich	orange	192
2D vollfaktorielle Ebene bei 4,5° Sturz	gelb	18
2D vollfaktorielle Ebene bei 3,75 kN Radlast	lila	15
MaxiMin Latin Hypercube	blau	66
Wiederholungspunkte	grün	74
Nach Sichtprüfung platzierte Punkte	schwarz	15
Gesamt	-	380

gelb und violett dargestellt und enthalten insgesamt 33 Messpunkte.

Durch den MaxiMin Latin Hypercube Anteil des hybriden Messplans erhält dieser ein raumfüllenderes Design. Die Positionierung ist hierbei auf den Raum zwischen den bereits vorhandenen vollfaktoriellen Ebenen beschränkt. Dies verhindert, dass der Abstand zweier Messpunkte eine ähnliche Größenordnung aufweist wie das Messrauschen. Hierdurch würde die Unterscheidung dieser beiden Messzustände untereinander verhindert werden, wodurch das Training des neuronalen Netzes erheblich erschwert würde. Die Erzeugung der Messpunkte erfolgt mit einem MaxiMin Latin Hypercube Algorithmus von BURKARD (John Burkard, 2019), welcher auf den Untersuchungen von BEACHKOFSKI in (Beachkofski et al., 2002) basiert. Die 66 Messpunkte sind in Abbildung 3.29 blau dargestellt.

Der hybride Messplan wird um Wiederholungspunkte ergänzt, um statistische Informationen aus der Messgenauigkeit, dem Rauschen und der Reproduzierbarkeit zu erhalten. Die Wiederholungspunkte werden insbesondere an den Grenzen und um den Zentralpunkt des Entwurfraumes platziert. Die 74 Wiederholungsmessungen sind in Abbildung 3.29 grün dargestellt.

Zusätzlich werden im Eingabebereich noch manuell Messpunkte platziert, die nach visueller Prüfung des gesamten Entwurfs benötigt werden. Diese 15 Messpunkte sind in Abbildung 3.29 schwarz dargestellt.

Tabelle 3.7 zeigt eine Übersicht über den Aufbau des hybriden Messplans, wobei die einzelnen Messpunkte in Anhang B aufgelistet sind. Der Messplan weist 380 Messpunkte auf, wodurch die Messung der Bodendruckverteilung für einen Reifen ca. 3 h in Anspruch nimmt. Um die Einflüsse unbekannter Störgrößen zufällig zu streuen und eine höhere statistische Sicherheit zu erreichen, ist die Abfolge der Messungen randomisiert.

3.3.3 Postprocessing

Um die Messungen automatisiert auswerten und ein prädiktives Modell erstellen zu können, müssen die Messdaten nachbearbeitet werden. Ein Teil dieses Postprocessings, welches maßgeblich auf grundlegenden Bildverarbeitungstechniken beruht, wurde von ROEMPLER im Rahmen einer Abschlussarbeit entwickelt und ist in (Roempler Dellien, 2019) detailliert beschrieben.

Abbildung 3.30 zeigt die Messdaten vor und nach dem Postprocessing, welches aus der Vorverarbeitung der Messdaten und der Eigenschaftserkennung besteht.

In der Vorverarbeitung werden die im Sensor-Koordinatensystem *S-KOS* vorliegenden Messdaten so aufbereitet, dass diese in einheitlicher Form in dem für die Auswertung nötigen Latsch-Referenzsystem *LR-KOS* vorliegen. Im Rahmen der Eigenschaftserkennung werden dann beispielsweise



(a) Messdaten vor dem Postprocessing im Sensor-Koordinatensystem S .

(b) Messdaten nach dem Postprocessing im Latsch-Referenz-Koordinatensystem LR .

Abbildung 3.30: Messdaten vor und nach dem Postprocessing.

die Umfangskontur der Aufstandsfläche, welche auch als Umhüllende bezeichnet wird, sowie die Profiltrillen identifiziert.

3.3.3.1 Vorverarbeitung der Sensordaten

Um die Messungen und die Eigenschaften der Bodendruckverteilung automatisiert auswerten zu können, müssen die Messdaten vorverarbeitet werden. Hierbei werden die Rohdaten gefiltert und eine Symmetrielinie der Bodendruckverteilung um die y -Achse berechnet. Basierend darauf erfolgt eine Ausrichtung des Profils und des Koordinatensystems der Reifenaufstandsfläche.

Median-Glättung

Die vorliegenden Signaldaten enthalten ein Rauschen, wodurch sich diese für die direkte Weiterverarbeitung nicht eignen. So könnten beispielsweise fehlerhafte oder gestörte Signale einzelner Sensoren zu einer falschen Identifikation des Profils führen. Um das Rauschen in den Messdaten zu eliminieren und sie somit korrekt auswerten zu können, wird eine Median-Glättung der Daten angewendet. Diese nichtlineare Methode ist besonders effektiv bei der Entfernung von sogenanntem „Salz und Pfeffer Rauschen“⁵⁰, welches bei Bodendruckverteilungsmessungen in Form von einzelnen, fehlerhaften Sensorsignalen vorliegt (Chan et al., 2005; Toh et al., 2010). Obwohl das Rauschen dabei entfernt wird, bleiben die Kanten erhalten (Chen et al., 2008).

Abbildung 3.31 stellt das Prinzip der Median-Glättung dar. Der Medianfilter arbeitet, indem er sich Pixel für Pixel⁵¹ durch das Bild bewegt und jeden Wert durch den Medianwert der benachbarten Pixel ersetzt. Das Raster der Nachbarn wird als „Fenster“ bezeichnet, das Pixel für Pixel über die Bodendruckverteilungsmessung gleitet. Der Median wird berechnet, indem zunächst alle Pixelwerte aus dem Fenster in numerischer Reihenfolge sortiert werden. Dann wird der Wert des betrachteten Pixels durch den mittig liegenden (medianen) Pixelwert ersetzt.

⁵⁰Salz und Pfeffer Rauschen bezieht sich auf eine Vielzahl von Prozessen, die zu derselben grundlegenden Bildverschlechterung führen. Nur wenige Pixel sind verrauscht, aber diese sind (in diesem Falle aufgrund fehlerhafter Sensoren) stark verrauscht. Der Effekt ist vergleichbar mit dem Streuen von weißen und schwarzen Punkten - Salz und Pfeffer - auf ein Bild (Chan et al., 2005).

⁵¹Jedes Pixel entspricht einem Sensorelement.

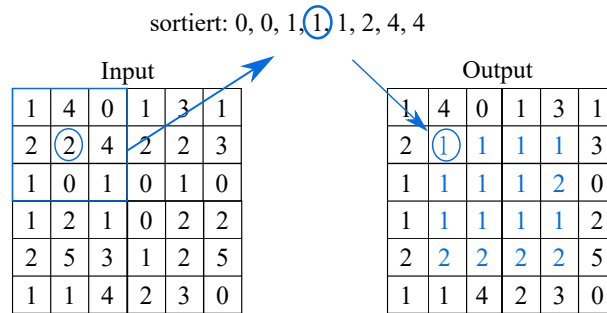


Abbildung 3.31: 2D-Median-Filterung unter Verwendung eines 3×3 Abtastfensters.

Abbildung 3.32 zeigt die ungefilterten und gefilterten Messdaten einer Bodendruckverteilungsmessung. Hierbei wurden bei der Median-Glättung die Fenstergrößen von 3×3 bis 9×9 variiert.

Bei einer Glättung mit einer Fenstergröße von 3×3 wird das Rauschen im Gegensatz zur ungefilterten Messung zwar bereits deutlich, aber noch nicht vollständig eliminiert. Eine ausreichende Eliminierung des Rauschens wird erst bei einer Vergrößerung des Fensters auf 6×6 Pixel erreicht. Wird das Fenster hingegen noch weiter auf 9×9 Pixel vergrößert, wird zwar das Rauschen eliminiert, allerdings steigt auch der Informationsverlust. Bei dieser Fenstergröße ist es beispielsweise nicht mehr möglich, die einzelnen Profilrillen in Längsrichtung klar zu trennen. Den geeignetsten Kompromiss aus Herausfiltern des Rauschens und dem damit verbundenen Informationsverlust bietet deshalb eine Fenstergröße von 6×6 Pixel (6,096 mm \times 6,096 mm). Durch die Median-Glättung mit dieser Fenstergröße wird der Einfluss von Rauschen und Ausreißern in den Sensordaten weitgehend eliminiert, wodurch die Daten weiterverarbeitet werden können.

Berechnung der Symmetrielinie

Die Reifenaufstandsfläche ist für alle normalen Bedingungen symmetrisch um ihre y-Achse, wie in Kapitel 2.3.3 dargestellt ist. Um das Profil ausrichten zu können und den Ursprung des Latschreferenzsystems (LR) zu lokalisieren, ist die Identifizierung der Symmetrielinie nötig.

Für die Berechnung der Symmetrielinie werden zuerst die einzelnen Längsprofilblöcke geclustert. Nach dieser Bündelung werden die Umfänge jedes Laufflächensegments und ihre Flächenschwerpunkte berechnet, wie in Abbildung 3.33a zu sehen ist. Die schwarz dargestellte Symmetrielinie wird aus dem Median der x_{LR} -Koordinate für alle in Abbildung 3.33a dargestellten Flächenschwerpunkte berechnet.

Ausrichtung des Profils

Bei den meisten Messungen liegt die Reifenlaufrichtung in einem Bereich von -10° bis $+10^\circ$ horizontal zum Koordinatensystem der Sensormatte S . Um die gemessene Bodendruckverteilung korrekt auswerten zu können, wird die Reifenlängsrichtung so ausgerichtet, dass die Achsen x_{LR} und x_S parallel zueinander liegen. Um dies zu erreichen, wird der Winkel δ zwischen der Symmetrielinie und der x_S -Achse berechnet. Der Winkel ρ wird dann mit der Gleichung

$$\rho = \delta - 90^\circ \quad (3.2)$$

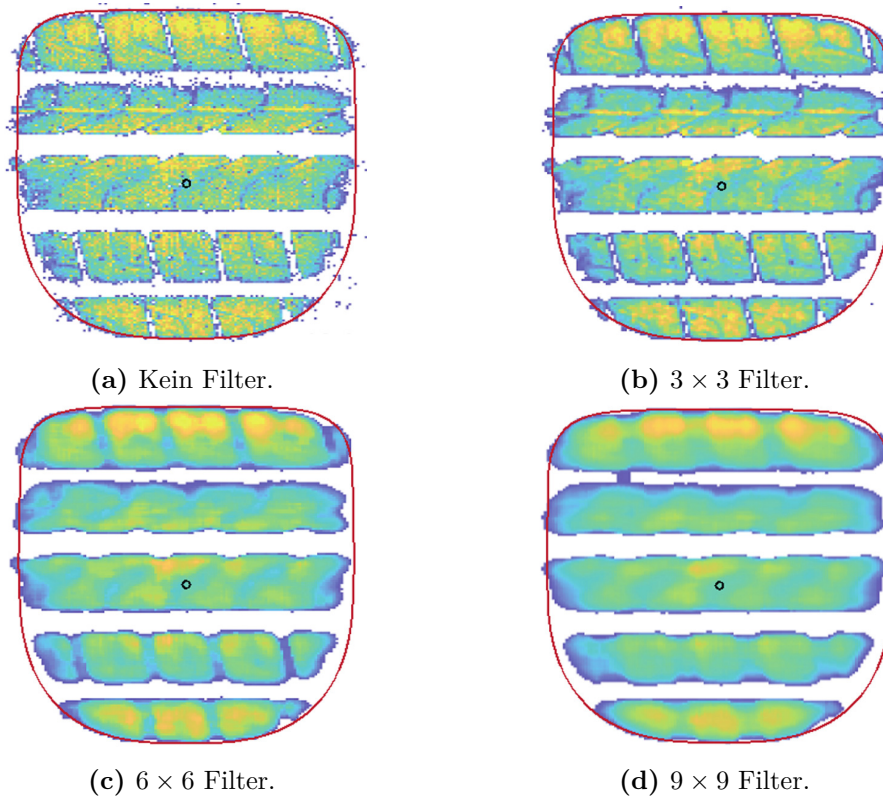


Abbildung 3.32: Ungefilterte Messdaten und Median-Filterung unter Verwendung verschiedener Fenstergrößen.

bestimmt. Mit der Rotationsmatrix

$$R_z(\rho) = \begin{bmatrix} \cos(\rho) & -\sin(\rho) & 0 \\ \sin(\rho) & \cos(\rho) & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (3.3)$$

werden dann die Daten ausgerichtet, wie in Abbildung 3.33b dargestellt ist.

Berechnung des Koordinatensystems in der Reifenaufstandsfläche

Das Latsch-Referenzkoordinatensystem „LR-KOS“ bildet die Grundlage für das Postprocessing, die Entwicklung eines Bodendruckverteilungsmodells und die Bereitstellung einer Schnittstelle zum kompletten Reifenmodell. Es ist identisch definiert wie das in Abschnitt 2.1 beschriebene TYDEX-W Koordinatensystem. Die x_{LR} -Achse ist der Schnittpunkt der Mittelebene des Rades zur Fahrbahnoberfläche und die y_{LR} -Achse ist durch die Projektion der Drehachse des Reifens auf den Boden gegeben. Die z_{LR} -Achse steht senkrecht zum Boden und zeigt nach oben.

Die Berechnung des LR-KOS erfolgt unter der vereinfachten Annahme, dass sich der Reifengürtel und das Reifenprofil unter Radsturz nicht deformieren. Der Abstand der Längsprofilrillen zum LR-KOS ist auch bei sich ändernden Sturzwinkeln gleich, wodurch das LR-KOS an die Reifenlauffläche gebunden ist.

Abbildung 3.34 stellt die Berechnung des LR-KOS dar. Die Lage der x_{LR} - und y_{LR} -Achse wird initial bei Messungen identifiziert, bei denen der Sturzwinkel 0° beträgt und lediglich eine Ver-

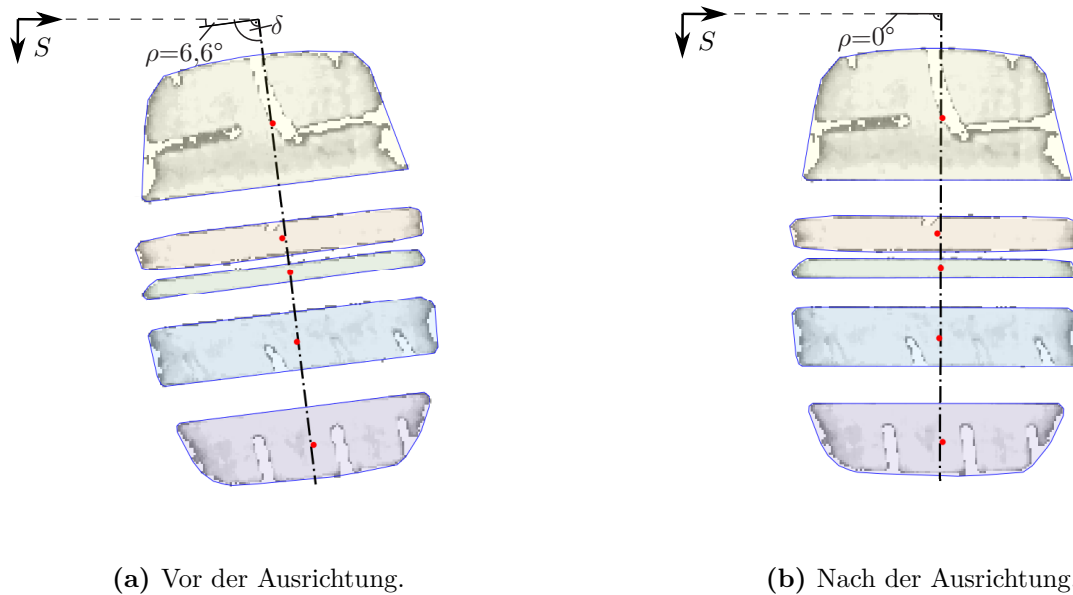


Abbildung 3.33: Ausrichtung der geclusterten Längsprofilblöcke mit ihren identifizierten Umfängen (blau), Flächenschwerpunkten (rot) und der Symmetrielinie (schwarz).

tikalkraft auf den Reifen wirkt. Bei diesen Bedingungen gilt die Annahme, dass die Reifenaufstandsfläche um die Längs- und Querachse symmetrisch ist. Der Ursprung des LR -KOS gleicht dem Mittelpunkt der Bodendruckverteilungsfläche.

Mit Hilfe der in Abschnitt 3.3.3.2 beschriebenen Identifikation der Längsprofilrillen werden die Abstände r zwischen den Hauptrillen und den Reifenmittelpunkten entlang der y_{LR} -Richtung berechnet. Dies ist exemplarisch in Abbildung 3.34a dargestellt. Die ermittelten Abstände bleiben nach der Identifikation konstant und bestimmen fortan die Lage des Koordinatensystems in Reifenquerrichtung. Abbildung 3.34b zeigt die Berechnung des LR -KOS bei einem Sturz von 9° . Hierbei ist dessen Lage durch die Längsprofile sowie von den zuvor ermittelten Abständen r von der Symmetrielinie bestimmt. Es wird deutlich, dass das LR -KOS nicht allein über den geometrischen Schwerpunkt berechnet werden kann. Während bei 0° Sturz die Lage des geometrischen Schwerpunkts und des LR -KOS gleich ist, weicht diese mit steigendem Sturz ab.

Mit Hilfe der in diesem Abschnitt beschriebenen Berechnung ist es möglich, die Projektion der Drehachse des Reifens auf den Boden und somit das für die vorliegende Arbeit relevante LR -KOS zu berechnen.

3.3.3.2 Erkennung von Eigenschaften

Um die relevanten Informationen aus den Reifenmessungen zu extrahieren, gilt es die wichtigsten Eigenschaften der gemessenen Bodendruckverteilung auszuwerten. Die hierbei ermittelten Eigenschaften dienen einer schnellen Analyse der Messdaten sowie insbesondere der Erstellung eines prädiktiven Modells zur Beschreibung der Bodendruckverteilung in der Reifenaufstandsfläche. Die Form und Größe der Reifenaufstandsfläche wird dabei mit Hilfe einer konvexen Hülle identifiziert. Die Lage der primären Längsrillenmuster wird bestimmt, um das Reifenprofil zu be-

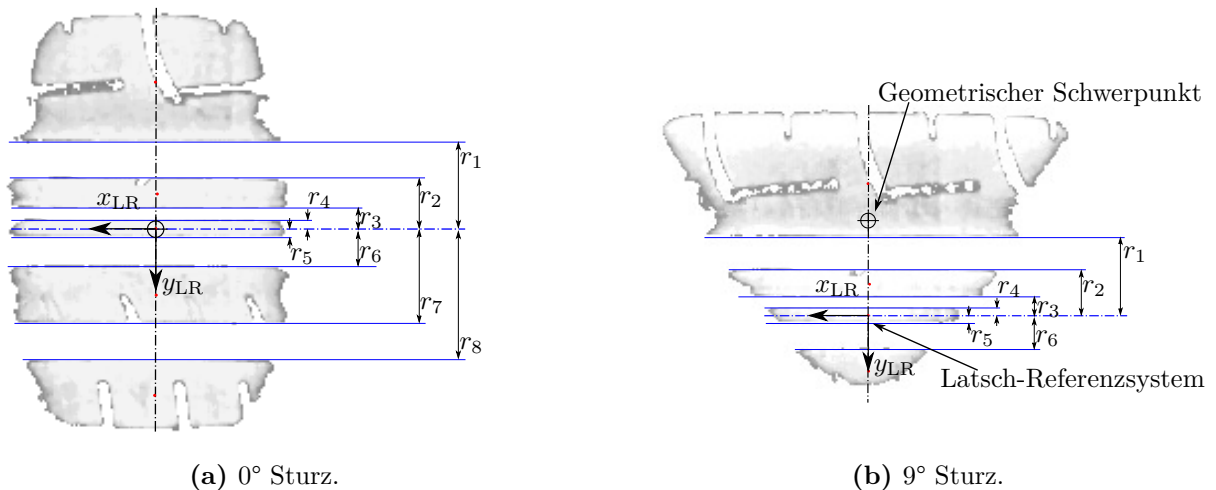


Abbildung 3.34: Berechnung des Latsch-Referenzsystems LR bei 0° und 9° Sturz.

schreiben und, wie in Abschnitt 3.3.3.1 erläutert, den Ursprung des LR -KOS zu bestimmen. Die Analyse der Eigenschaften des Querprofils erfolgt nicht, da diese im Gegensatz zum Längsprofil bei verschiedenen Reifen zu unterschiedlich sind und nur einen untergeordneten Einfluss auf die Druckverteilung aufweisen.

Konvexe Hülle

Die Reifenaufstandsfläche ist eines der wichtigsten Merkmale zur Beschreibung des Reifen-Fahrbahn-Kontakts. Der Umriss der Fläche dient in Abschnitt 4.3 der Aufstandsflächenmodellierung und zudem einer effizienten Auswertung der Bodendruckverteilungsmessungen. Außerdem liefert der Schwerpunkt des Umfangs Informationen, auf welchen die Generierung des in Abschnitt 3.3.3.1 beschriebenen Latsch-Referenzsystems basiert.

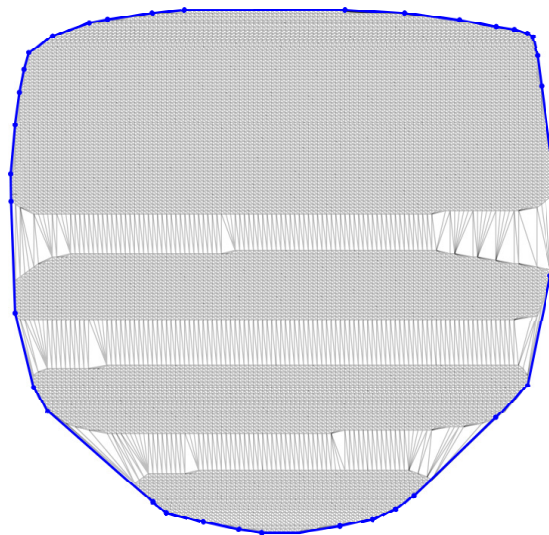


Abbildung 3.35: Delaunay-Triangulation und konvexe Hülle.

Die Umfangskontur der Reifenaufstandsfläche wird mit Hilfe einer konvexen Hülle (Umhüllende) beschrieben. Die konvexe Hülle ist die kleinste geschlossene Kurve oder ein Satz verbundener Liniensegmente, die jedes Pixel im Bild ungleich null einhüllt (Preparata et al., 1985). Es muss

die Bedingung erfüllt sein, dass die konvexe Hülle eine konvexe Menge darstellt. Das bedeutet, dass alle Pixel innerhalb der konvexen Hülle durch eine gerade Linie verbunden werden können und alle auf der Linie liegenden Punkte ebenfalls Teilmenge der konvexen Menge sind. Dadurch wird verhindert, dass leere Bereiche, wie z.B. die Rillen der Lauffläche, einbezogen werden. Die Berechnung der konvexen Hülle erfolgt mittels einer Delaunay-Triangulation auf dem Bodendruckverteilungsabbild. Dabei wird eine Reihe von Punkten durch Dreiecke verbunden. Bedingung hierbei ist, dass für jedes Dreieck kein anderer Punkt innerhalb des Umkreises liegt (Klein, 2005). Dies ist in Abbildung 3.35 dargestellt. Die Scheitelpunkte der Dreiecke werden dann als Punkte zur Berechnung der konvexen Hülle verwendet. Diese entspricht dann dem Umriss der Reifenaufstandsfläche.

Primäre Längsrillen

Die Lage der primären Längsrillen beschreibt das Reifenprofil und definiert den Ursprung des Latsch-Referenzsystems LR . Um ihre Lage zu bestimmen, wird zuerst das Rillennmuster identifiziert. Unter der Voraussetzung, dass der Reifen auf der Sensormatte korrekt ausgerichtet ist, verläuft das Hauptrillennmuster entlang der x_S -Achse und erstreckt sich vollständig über die gesamte Aufstandsfläche. Das bedeutet, dass lediglich die y_S -Komponenten der einzelnen Rillenränder in der y_S -Richtung identifiziert werden müssen.

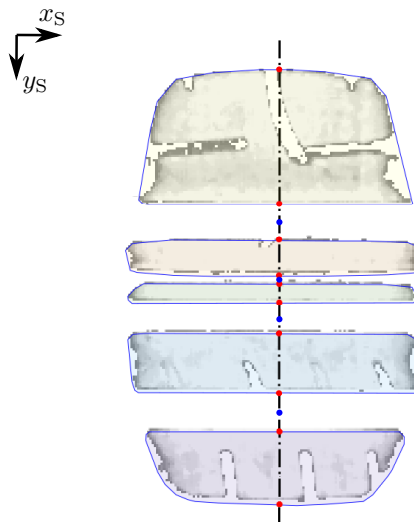


Abbildung 3.36: Darstellung der Methode zur Identifizierung des Längsprofils nach (Roempler Dellien, 2019).

Wie in Abbildung 3.36 zu sehen ist, werden die Schnittpunkte (rote Punkte) zwischen den bereits identifizierten Längsprofil-Segmentperimetern und der Symmetrielinie berechnet. Außerdem werden die y_S -Komponenten des Schwerpunkts der Rille aus den jeweiligen Schnittpunktpaaren ermittelt (blaue Punkte). Die Identifizierung dieser Profilvermerkmale ist unerlässlich, um später aus der Messung die relevanten Informationen zur Parametrierung des Bodendruckverteilungsmodells zu extrahieren. Hierdurch wird die Parametrierung eines Reifenmodells mit dem reifenspezifischen Längsrillenprofil ermöglicht.

3.3.4 Sensitivitätsanalyse der Messgrößen

In diesem Abschnitt erfolgt eine Analyse der Bodendruckverteilung bei einer Variation der drei Messgrößen Sturz, Radlast und Fülldruck. Die Untersuchungen dienen dem Aufbau eines Wirkkettenverständnisses und außerdem dazu, Anforderungen an ein Bodendruckverteilungsmodell und dessen Parametrisierung zu definieren.

Typischerweise werden die Reifenmodelle für jeden Reifen individuell anhand von Messungen parametrisiert, weshalb in diesem Abschnitt der Einfluss der Reifeneigenschaften nicht analysiert wird. Um die Übertragbarkeit des Ergebnisses auf andere Reifen zu gewährleisten, werden die Messungen mit insgesamt 13 Reifen auf Basis des in Abschnitt 3.3.2.2 beschriebenen hybriden Messplans durchgeführt. Die verschiedenen Reifen weisen dabei bezüglich ihrer Eigenschaften wie beispielsweise Dimension, Vertikalsteifigkeit oder Tragfähigkeitsindex eine möglichst hohe Spreizung auf. Die Messungen zeigen, dass alle gemessenen Reifen bei der Bodendruckverteilung in der Reifenaufstandsfläche ähnliche Sensitivitäten hinsichtlich der Messgrößen aufweisen. Stellvertretend für die identifizierten Wirkzusammenhänge basiert die folgende Auswertung auf einem Dunlop Sport Maxx RT2 Reifen in den Dimensionen 245/45 R18. Dieser Reifen entspricht auch jenem, welcher in Abschnitt 3.2 bezüglich der Reifenkräfte und -momente (Reifen 1) sowie in Abschnitt 3.1 für die sich ausprägenden Zahnstangenkraft verwendet wurde.

Die Reproduzierbarkeit der Messungen wurde von ROEMPLER in (Roempler Dellien, 2019) untersucht. So beträgt beispielsweise die relative Standardabweichung der gemessenen Aufstandsfläche über alle 13 gemessenen Reifen hinweg durchschnittlich 1,2 %. Die relative Standardabweichung der Druckverteilung in Reifenlängsrichtung liegt bei 3,5 %. Die Bodendruckverteilung bei niedrigen Sturzwinkeln wurde bereits in (Vilela et al., 2010; Polasik et al., 2017; Woodward et al., 2013; Fernando et al., 2006; Gent et al., 2006; Taghavifar et al., 2014; Ivanov, 2010; Farroni et al., 2014) umfassend untersucht. Aus diesem Grund konzentriert sich die Analyse auf Messungen bei hohen Sturzwinkeln.

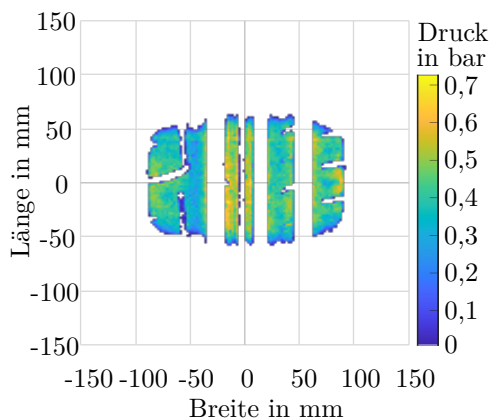
3.3.4.1 Einfluss des Sturz'

Beim Parkieren im Stand wird der maximale Sturz im Endanschlag von der Achskinematik bestimmt und liegt üblicherweise in einem Bereich von $4,5^\circ$ bis 9° . Unter Berücksichtigung des gesamten Lenkbereichs variiert der Sturz somit zwischen ca. 0° bis 9° .

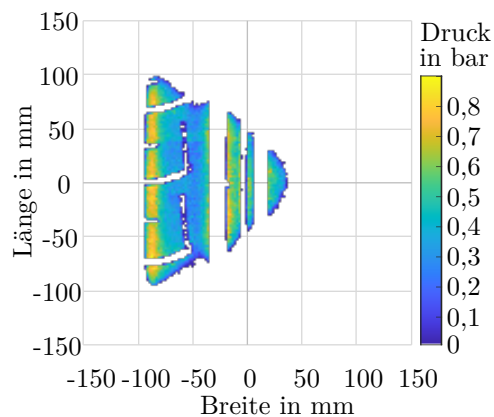
Abbildung 3.37 stellt die gemessene Bodendruckverteilung des Reifens bei 0° und 9° Sturz dar. Bei geringem Radsturz wird die Radlast relativ gleichmäßig über die Reifenbreite verteilt. Mit steigendem Sturz stützt sich der Reifen einseitig auf eine der Reifenflanken auf, wodurch sich die Bodendruckverteilung in der Reifenaufstandsfläche maßgeblich ändert. Im Folgenden werden zuerst die Eigenschaften der Reifenaufstandsfläche und im Anschluss die der Bodendruckverteilung ausgewertet.

Reifenaufstandsfläche

Der Einfluss des Radsturzes auf die Reifenaufstandsfläche ist in Abbildung 3.38 dargestellt. Mit steigendem Sturz überträgt eine Reifenschulter mehr Vertikalkraft, wodurch sich, in Abhängigkeit der Reifensteifigkeit, deren Stauchung erhöht. Als Folge vergrößert sich die Aufstandsfläche an der sich aufstützenden Reifenflanke, während sie an der gegenüberliegenden Flanke reduziert wird. Dadurch gleicht der in Abbildung 3.38a dargestellte Umriss der Aufstandsfläche bei 0° Sturz einer Ellipse, während dieser bei höherem Sturz einer Dreiecksform ähnelt.

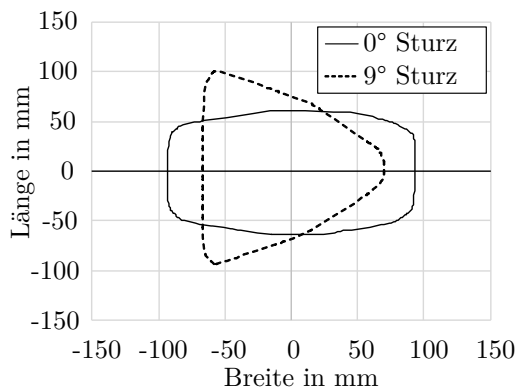


(a) Bodendruckverteilung bei 0° Sturz.

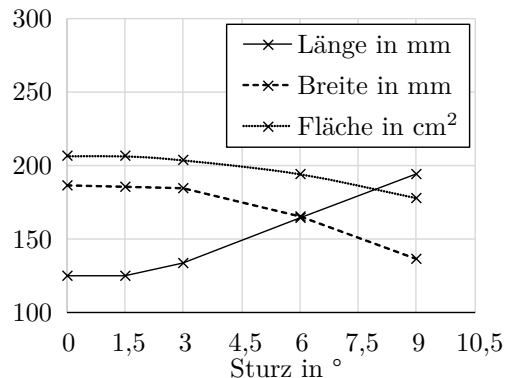


(b) Bodendruckverteilung bei 9° Sturz.

Abbildung 3.37: Einfluss des Sturzes auf die Bodendruckverteilung bei einer Radlast von 5,25 kN und einem Fülldruck von 2,4 bar.



(a) Kontur.



(b) Dimension und Fläche.

Abbildung 3.38: Einfluss des Sturzes auf die Reifenaufstandsfläche.

Die Außenmaße und einschließende Fläche des Umrisses sind in Abbildung 3.38b dargestellt. Mit steigendem Sturz erhöht sich die Länge der Aufstandsfläche, während sich die Breite in ähnlichem Maße reduziert. Insgesamt verringert sich die Aufstandsfläche durch die Erhöhung des Sturzes von 0° auf 9° um ca. 15 %.

Bodendruckverteilung

Die Differenz der Bodendruckverteilung von 9° und 0° Sturz ist in Abbildung 3.39a dargestellt. Es wird ersichtlich, dass sich die Bodendruckverteilung mit steigendem Sturz deutlich in Richtung der stärker belasteten Reifenschulter verschiebt und bisher unbelastete Profilblöcke in Kontakt mit der Fahrbahn treten. Die Homogenität der Bodendruckverteilung wird hierbei reduziert, wie in Abbildung 3.39b aufgezeigt ist. Bei 9° Sturz ist die Spreizung der von den einzelnen Sensoren erfassten Drücke deutlich stärker als bei 0° Sturz. Zudem ist der maximal in einem Sensorelement gemessene Druck bei 9° Sturz um ca. 30 % höher als bei 0° Sturz.

Der Einfluss des Sturzes auf die Druckverteilung über die Aufstandsflächenlänge und Aufstands-

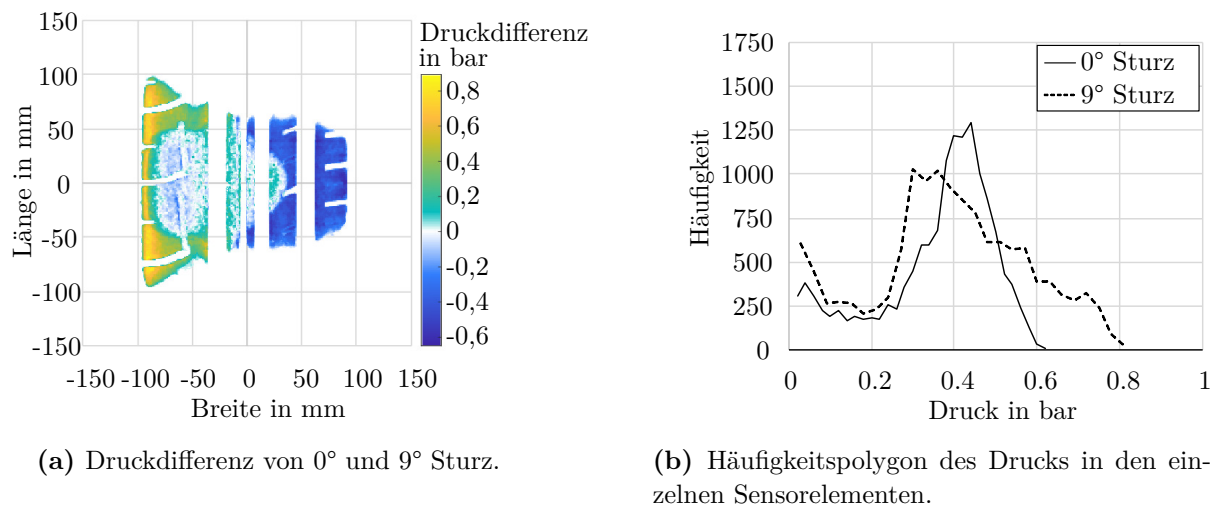


Abbildung 3.39: Druckdifferenz und Verteilung des Drucks der einzelnen Kontaktflächenelemente bei 0° und 9° Sturz.

flächenbreite ist in Abbildung 3.40 dargestellt. Bei dieser Veranschaulichung werden die einzelnen Sensorsignale über die Reifenquer- bzw. Reifentlängsrichtung summiert. Anhand von Abbildung 3.40a wird deutlich, dass der Sturz die Symmetrie der Bodendruckverteilung über die Reifentlängsrichtung nicht beeinflusst. Bei höherem Sturz ist die maximale Drucksumme jedoch geringer und weiter verteilt als bei geringem Sturz. Die sekundären Profilrillen bestimmen hierbei die lokalen Maxima und Minima.

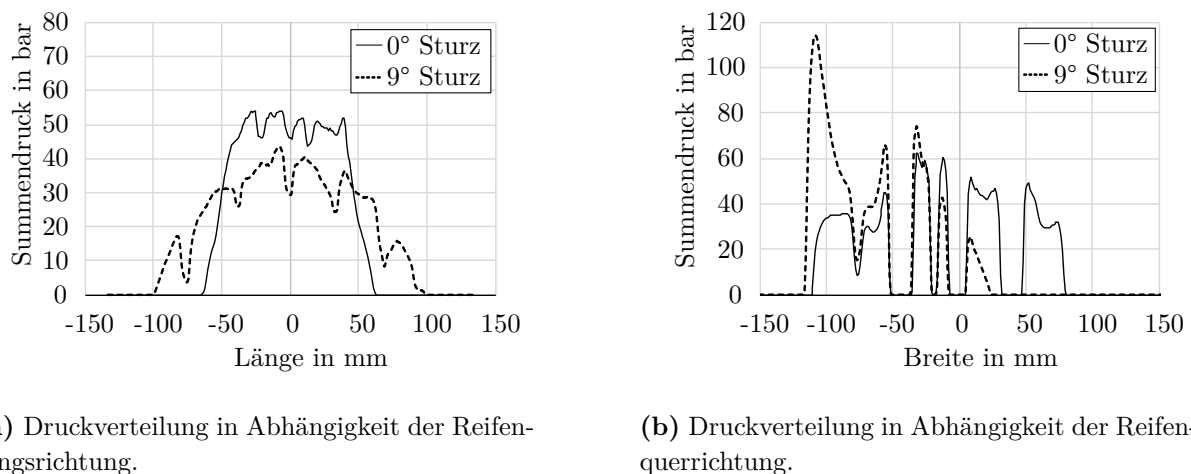
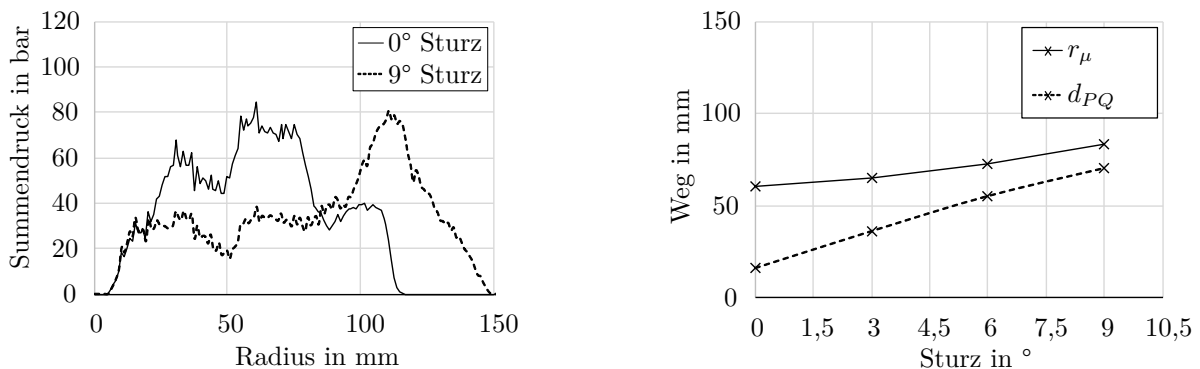


Abbildung 3.40: Einfluss des Sturzes auf die Druckverteilung in Reifentlängs- und Querrichtung.

Der in Abbildung 3.40b dargestellte Summendruck ist bei niedrigen Sturzwerten relativ gleichmäßig über die Reifenbreite verteilt, sodass der statische Aufstandspunkt nahe der Reifenmitte liegt. Es wird deutlich, dass der Sturz die Symmetrie der Druckverteilung in hohem Maße beeinflusst. Wenn dieser steigt, verschiebt sich der statische Aufstandspunkt Q (vgl. Abschnitt 2.3.3.1) in Richtung der Reifenschulter, in welche sich der Reifen neigt. Im Rahmen dieser Arbeit wird die Entfernung zwischen dem statischen Aufstandspunkt zum Radmittelpunkt als pneumatischer

Aufstandspunktversatz d_{PQ} bezeichnet. Seine sturzabhängige Änderung ist in Abbildung 3.41b dargestellt. Es wird ersichtlich, dass sich der statische Aufstandspunkt nahezu proportional zum Sturz verschiebt. Dies beeinflusst maßgeblich die in Abschnitt 2.2 beschriebene Gewichtsrückstellung sowie die in Abschnitt 3.2 beschriebenen Reifenkräfte und -momente.

Für die Ausprägung eines Bohrmoments ist es besonders bedeutend, wie sich der Druck in Abhängigkeit zum Drehpunkt, welcher bei Bohrmomentmessungen im Reifenmittelpunkt liegt, verteilt. Der Abstand der Kontaktflächenelemente vom Drehpunkt bestimmt dabei den Hebelarm, mit welchem die Reibungskräfte auf den Radmittelpunkt wirken.



(a) Druckverteilung in Abhängigkeit der Entfernung zum Drehpunkt.

(b) Effektiver Reibradius r_μ und pneumatischer Aufstandspunktversatz d_{PQ} .

Abbildung 3.41: Einfluss des Sturzes auf die Druckverteilung sowie auf relevante Kennwerte der Bodendruckverteilung.

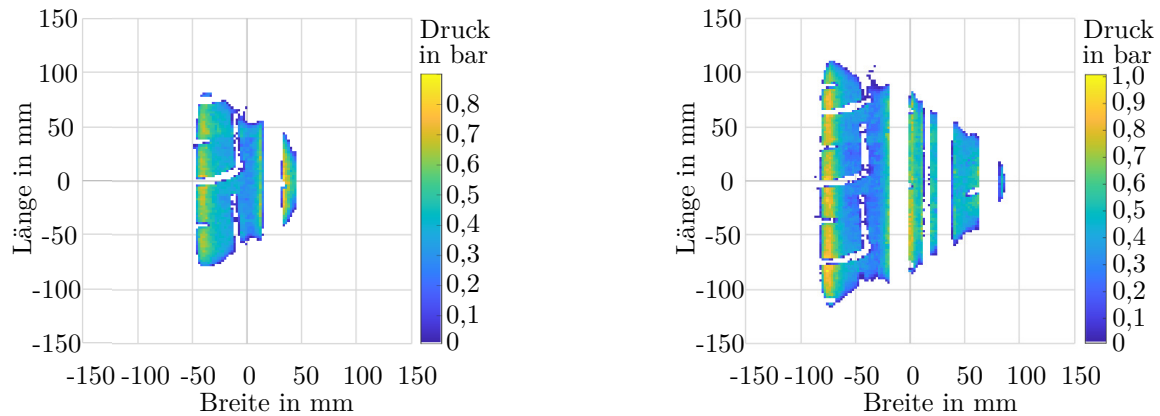
In Abbildung 3.41a ist der Summendruck der Kontaktflächenelemente in Abhängigkeit der Entfernung zum Drehpunkt dargestellt. Die Berechnung des Summendrucks erfolgt hierbei analog zur Auswertung in Abbildung 3.40, wobei die Druckwerte mit dem gleichen Abstand zum Drehpunkt summiert werden. Es wird ersichtlich, dass bei steigendem Sturz der maximale Radius des Summendrucks deutlich größer wird. Zudem liegt bei 9° Sturz das Maximum um ca. 50 mm weiter vom Drehpunkt entfernt als bei 0° Sturz, wodurch sich das Druckangriffszentrum verschiebt. Die Entfernung des Druckangriffszentrums von der Radmitte entspricht dem effektiven Reibradius r_μ . Der effektive Reibradius beschreibt den Hebel, mit welchem die Summe aller Reibungselemente um den Durchstoßpunkt der Spreizachse⁵² (vgl. Abschnitt 2.2) und somit um den Drehpunkt wirken. Der Einfluss des Sturzes auf den effektiven Reibradius ist in Abbildung 3.41b dargestellt. Der effektive Reibradius steigt mit zunehmendem Sturz leicht progressiv an. So ist er bei 9° Sturz um ca. 40 % größer als bei 0° Sturz.

Sowohl der in diesem Abschnitt beschriebene pneumatische Aufstandspunktversatz d_{PQ} als auch der effektive Lenkrollradius r_μ beeinflussen maßgeblich die am Reifen wirkenden Kräfte und Momente. Diese beiden Kenngrößen der Bodendruckverteilung weisen eine hohe Abhängigkeit vom Sturz auf, woraus sich die in den Abschnitten 3.2.3.1 und 3.2.4.1 beschriebene Sturzabhängigkeit der Reifenkräfte und -momente ergibt.

⁵²Bei den Messungen der Bodendruckverteilung auf dem Reifenprüfsand entspricht der geometrische Kontaktpunkt A_M (vgl. Abschnitt 2.3.3.1) dem Durchstoßpunkt der Spreizachse D (vgl. Abschnitt 2.2)

3.3.4.2 Einfluss der Radlast

Die Bodendruckverteilungsmessungen werden bei Radlasten im Bereich von 3,0 kN und 7,5 kN ausgewertet, wie in Abbildung 3.42 veranschaulicht ist.



(a) Bodendruckverteilung bei 3 kN Radlast.

(b) Bodendruckverteilung bei 7,5 kN Radlast.

Abbildung 3.42: Einfluss der Radlast auf die Bodendruckverteilung bei einem Sturz von 9° und einem Fülldruck von 2,4 bar.

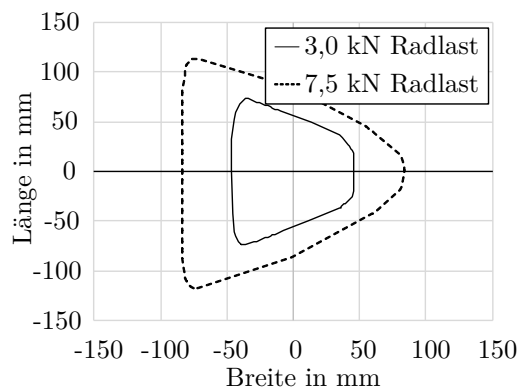
Da der Radlasteinfluss bei 0° Sturz bereits ausführlich untersucht ist (vgl. Kapitel 2.3.3), beträgt dieser in den aktuellen Messungen 9° . Das Integral des Drucks über der Aufstandsfläche entspricht der Normalkraft, welche der Radlast entgegengerichtet ist. Die Radlast beeinflusst somit unmittelbar die Höhe der gesamten Druckverteilung (vgl. Abbildung 3.42).

Reifenaufstandsfläche

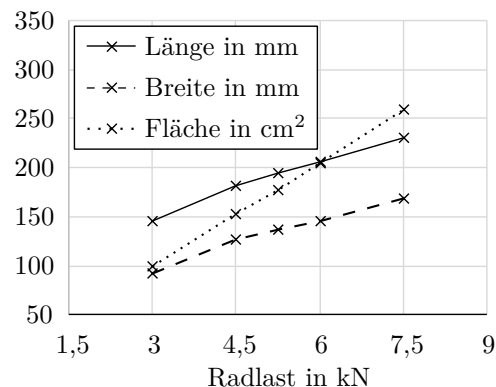
Abbildung 3.43a stellt die Kontur der Reifenaufstandsfläche dar. Es wird deutlich, dass die Form nahezu unabhängig von der Radlast ist. Die Größe der Kontur weist jedoch eine hohe Abhängigkeit von der Radlast auf. Bei geringer Radlast stützt sich der Reifen weitestgehend auf der Reifenschulter ab, in deren Richtung sich der Sturz neigt. Sobald die Radlast steigt, verschiebt sich die Reifenschulter elastisch in vertikale Richtung. Dabei biegt sich die Reifenlauffläche, abhängig von der lateralen Biegesteifigkeit, in laterale Richtung. Als Folge vergrößert sich die Reifenaufstandsfläche in der Länge sowie in der Richtung der Reifenschulter, die auf Grund des hohen Sturzes bei geringen Radlasten noch keinen Kontakt zur Fahrbahn aufweist.

Abbildung 3.43b stellt dar, wie sich die Außenmaße und einschließende Fläche der Umfangskontur in Abhängigkeit der Radlast ändern. Die Länge wächst beschränkt über die Radlast, während der Anstieg der Reifenbreite deutlich höher und linear ist. Die Reifenaufstandsfläche vergrößert sich bei einem Anstieg der Radlast von 3,0 kN auf 7,5 kN um ca. 80 %.

Bei hohem Sturz wächst die Reifenaufstandsfläche nahezu proportional zur Radlast. Dadurch bleibt der mittlere Druck, welcher dem Quotienten aus Radlast und Aufstandsfläche entspricht, annähernd konstant. Bei geringem Sturz hingegen nimmt die Aufstandsfläche nicht proportional zur Radlast zu. Als Folge steigt der mittlere Druck, wie in Abbildung 3.46b dargestellt ist.



(a) Kontur.

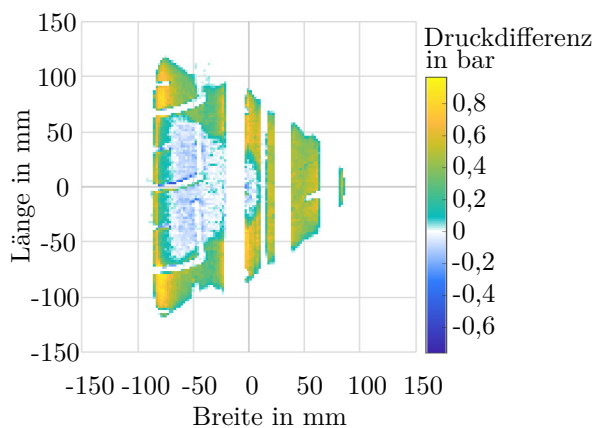


(b) Dimension und Fläche.

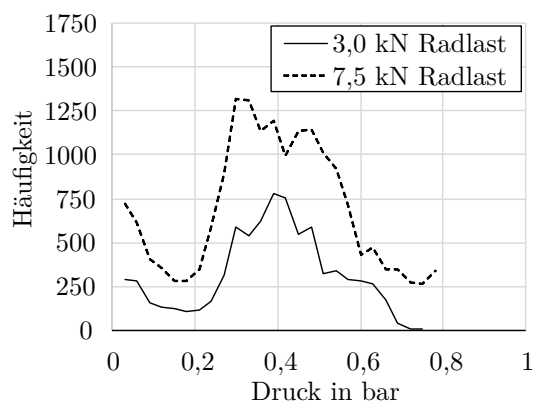
Abbildung 3.43: Einfluss der Radlast auf die Reifenaufstandsfläche bei 9° Sturz.

Bodendruckverteilung

Die Differenz der Bodendruckverteilung von 3,0 kN auf 7,5 kN Radlast ist in Abbildung 3.44a dargestellt. Es wird ersichtlich, dass die Bodendruckverteilung in dem Bereich der Lauffläche, welcher bereits bei geringen Radlasten in Kontakt mit der Fahrbahn stand, mit höherer Radlast nahezu unverändert ist. Der Druck steigt weitestgehend nur in den Bereichen, welche erst bei höherer Radlast in Kontakt mit der Fahrbahn treten. Die Homogenität der Bodendruckverteilung wird somit nur in sehr geringem Maße beeinflusst, wie in Abbildung 3.44b aufgezeigt ist. Der maximal in einem Sensorelement gemessene Druck ist bei 7,5 kN lediglich um ca. 5 % höher als bei 3,0 kN Radlast.



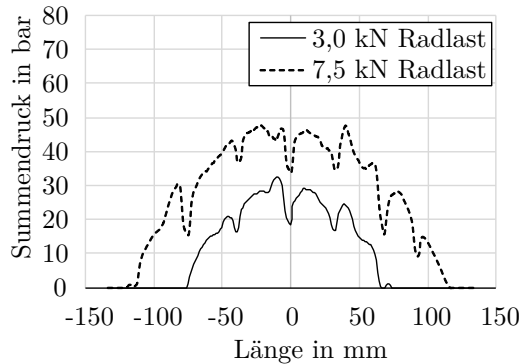
(a) Differenz-Heatmap.



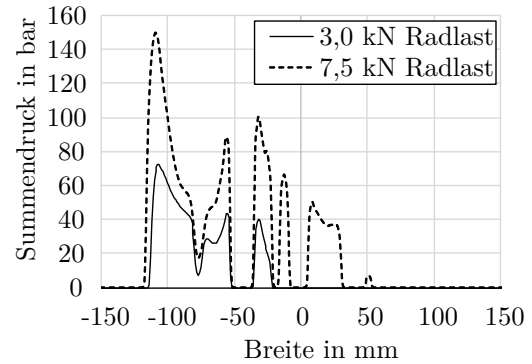
(b) Häufigkeitspolygon.

Abbildung 3.44: Druckdifferenz und Verteilung des Drucks der einzelnen Kontaktflächenelemente bei 3 kN und 7,5 kN Radlast.

Der Einfluss der Radlast auf die Druckverteilung über die Aufstandsflächenlänge und Aufstandsflächenbreite ist in Abbildung 3.45 dargestellt. Anhand von Abbildung 3.45a wird deutlich, dass die Radlast die Symmetrie der Bodendruckverteilung über die Reifenlängsrichtung nicht beeinflusst. Bei höherer Radlast ist der Summendruck über eine größere Aufstandsflächenlänge verteilt, wobei er über die gesamte Länge einen nahezu konstant höheren Wert aufweist.



(a) Druckverteilung in Abhängigkeit der Reifenlängsrichtung.

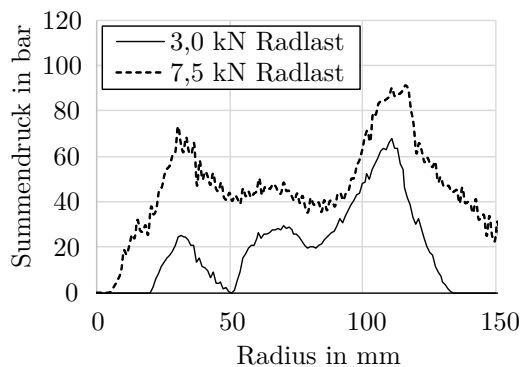


(b) Druckverteilung in Abhängigkeit der Reifenquerrichtung.

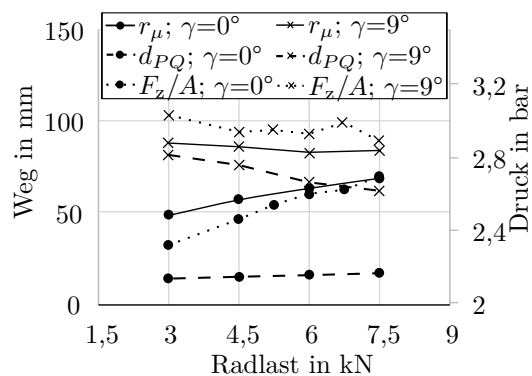
Abbildung 3.45: Einfluss der Radlast auf die Druckverteilung in Reifenlängs- und Querrichtung bei 9° Sturz.

Die in Abbildung 3.45b dargestellte Druckverteilung über die Reifenbreite liegt bei geringen Radlasten sehr einseitig im Bereich der belasteten Reifenschulter. Dies führt dazu, dass der statische Aufstandspunkt bei hohen Sturzwerten eine große Entfernung zum Radmittelpunkt aufweist. Bei einem Anstieg der Radlast steigt der Druck im Bereich um die Radmitte, wodurch sich der statische Aufstandspunkt näher Richtung Radmittelpunkt verschiebt.

Diese Radlastabhängigkeit des pneumatischen Aufstandspunktversatzes d_{PQ} ist in Abbildung 3.46b dargestellt. Aus dieser Darstellung geht auch hervor, dass die Sensitivität des pneumatischen Aufstandspunktversatzes d_{PQ} auf die Radlast abhängig vom Radsturz ist. Entgegen des Verhaltens bei 9° Sturz zeigt die Radlast bei 0° Sturz keinen bedeutenden Einfluss auf den pneumatischen Aufstandspunktversatz.



(a) Druckverteilung in Abhängigkeit der Entfernung zum Drehpunkt.



(b) Effektiver Reibradius r_μ , pneumatischer Aufstandspunktversatz d_{PQ} und Druck F_z/A .

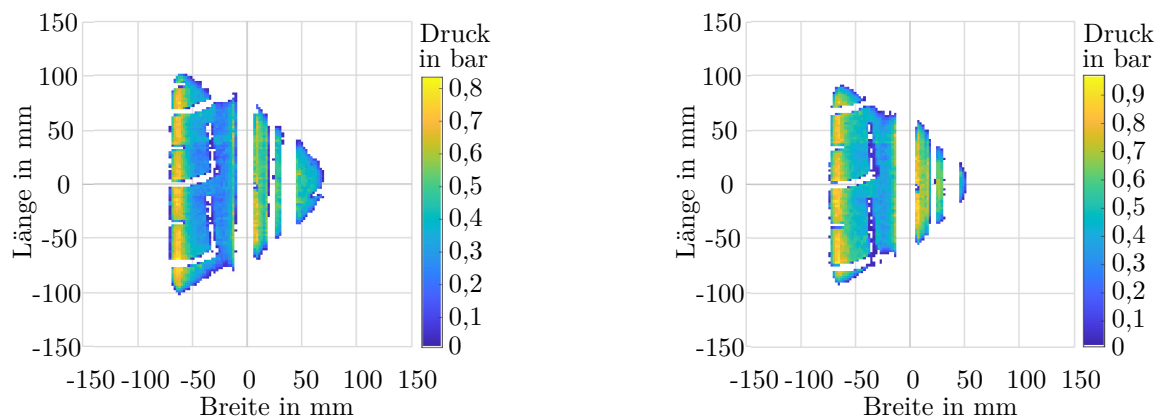
Abbildung 3.46: Einfluss der Radlast auf die Druckverteilung sowie auf relevante Kennwerte der Bodendruckverteilung.

In Abbildung 3.46a ist der Summendruck der Kontaktflächenelemente in Abhängigkeit der Entfernung zum Drehpunkt dargestellt. Bei steigender Radlast wird der maximale Radius höher, jedoch

ist der Summendruck über den Radius gleichmäßiger verteilt als bei geringer Radlast. Dies führt dazu, dass der effektive Reibradius bei 9° Sturz nahezu unabhängig von der Radlast ist. Bei 0° Sturz hingegen steigt dieser annähernd linear mit der Radlast an, wie in Abbildung 3.46b zu sehen ist. Die Radlast beeinflusst bei höherem Sturz maßgeblich die Größe der Aufstandsfläche und die Lage des statischen Aufstandspunkts. Beide Eigenschaften spielen jedoch im Vergleich zum höheren Gesamtdruck eine untergeordnete Rolle. Ein Anstieg der Radlast führt, im Gegensatz zu Sturz oder Fülldruck, unmittelbar zu einem höheren Gesamtdruck in der Reifenaufstandsfläche. Durch den höheren Gesamtdruck werden größere Reibungskräfte übertragen, wodurch die Reifenkräfte und -momente steigen (vgl. Abschnitt 3.2.3.2 und 3.2.4.2).

3.3.4.3 Einfluss des Fülldrucks

Der Reifenfülldruck beeinflusst die Steifigkeit des Reifens, insbesondere die Vertikalsteifigkeit und die laterale Biegesteifigkeit der Reifenlauf­fläche. Je höher der Reifenfülldruck, desto größer ist auch die Steifigkeit (vgl. Abschnitt 2.3.4). Die Bodendruckverteilungsmessungen werden bei Fülldrücken von 2,1 bar und 3,0 bar ausgewertet. Dies ist in Abbildung 3.47 veranschaulicht. Da der Fülldruckeinfluss bei 0° Sturz bereits weitgehend untersucht ist (vgl. Abschnitt 2.3.3), beträgt dieser in der folgenden Auswertung 9° .



(a) Bodendruckverteilung bei 2,1 bar Fülldruck.

(b) Bodendruckverteilung bei 3,0 bar Fülldruck.

Abbildung 3.47: Einfluss des Fülldrucks auf die Bodendruckverteilung bei einem Sturz von 9° und einer Radlast von 5,25 kN.

Reifenaufstandsfläche

Abbildung 3.48a stellt die Konturen der Reifenaufstandsfläche dar. Es wird deutlich, dass die Form nahezu unabhängig vom Fülldruck ist. Die Größe der Kontur weist jedoch eine Abhängigkeit vom Fülldruck auf. Diese Sensitivität ist dabei geringer als jene der Radlast. Die Ursache für die Änderung der Aufstandsflächen­größe ist beim Fülldruck ähnlich wie bei der Radlast, denn beide Messgrößen führen zu einer Verschiebung der Reifenschulter in vertikale Richtung.

Eine Absenkung des Fülldrucks bewirkt aufgrund der geringeren Reifensteifigkeit eine höhere Verschiebung. Beim Radlasteinfluss variiert hingegen die am Reifen wirkende Kraft, wodurch sich diese Verschiebung ebenfalls ändert. Als Folge vergrößert sich, analog zur Beschreibung im vorigen Abschnitt, die Reifenaufstandsfläche bei einer Verringerung des Reifenfülldrucks.

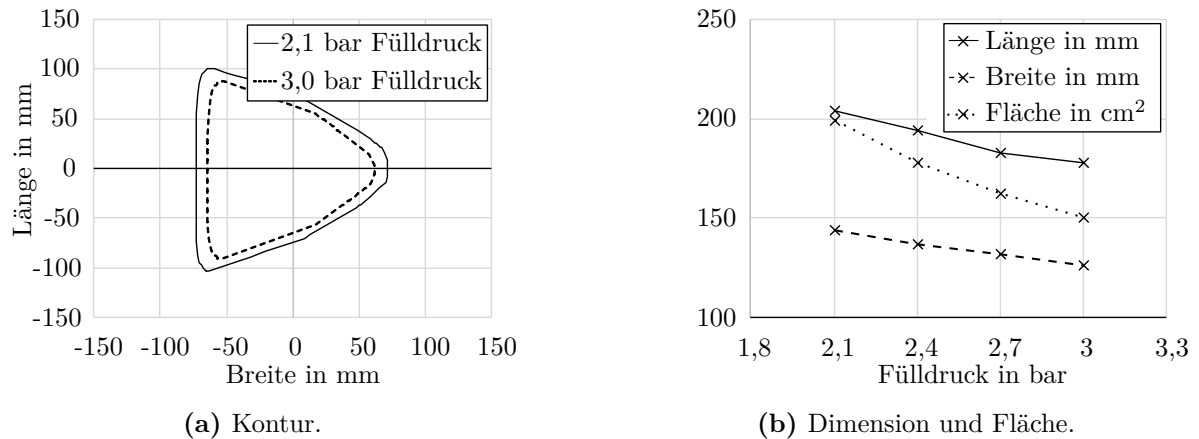


Abbildung 3.48: Einfluss des Fülldrucks auf die Reifenaufstandsfläche.

Abbildung 3.48b zeigt, wie sich die Außenmaße und einschließende Fläche der Umfangskontur in Abhängigkeit des Fülldrucks ändern. Sowohl die Länge als auch die Breite verringern sich bei einem Anstieg des Fülldrucks von 2,1 bar auf 3,0 bar in gleichem Maße um ca. 12 %, wobei die Aufstandsfläche um 24 % reduziert wird.

Bodendruckverteilung

Die Differenz der Bodendruckverteilung von 3,0 bar auf 2,1 bar Fülldruck ist in Abbildung 3.49a dargestellt. Der Druck verlagert sich bei einer Fülldruckreduktion von der Reifenmitte hin zu den äußeren Bereichen der Lauffläche.

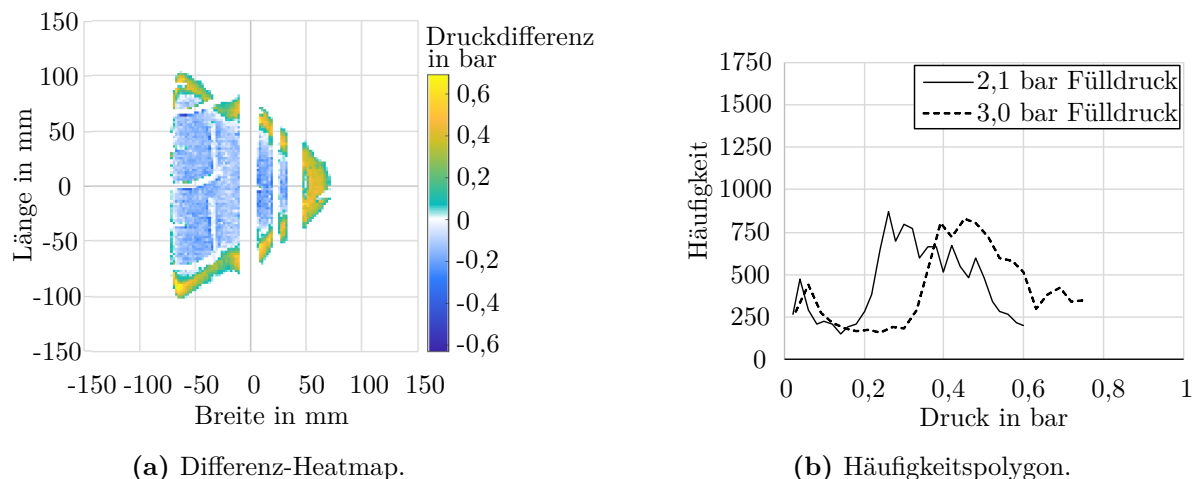
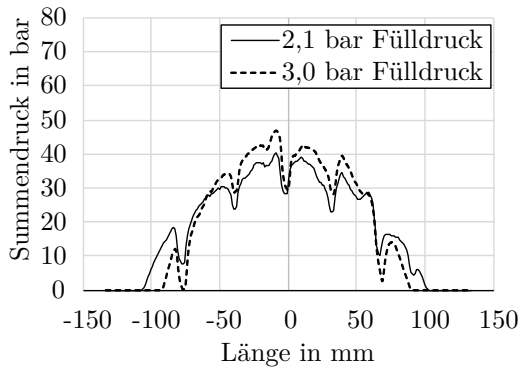


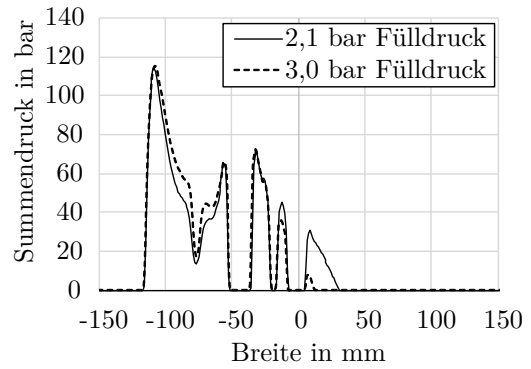
Abbildung 3.49: Druckdifferenz und Verteilung des Drucks der einzelnen Kontaktflächenelemente bei 9° Sturz sowie 2,1 bar und 3,0 bar Fülldruck.

Die Homogenität der Bodendruckverteilung wird durch den Reifenfülldruck in hohem Maße beeinflusst, wie in Abbildung 3.49b aufgezeigt ist. Durch die geringere Steifigkeit des Reifens verteilt sich der Druck bei niedrigen Fülldrücken gleichmäßiger als bei höheren. Der maximal in einem Sensorelement gemessene Druck ist bei 3,0 bar Fülldruck um ca. 25 % höher als bei 2,1 bar.

Der Einfluss des Reifenfülldrucks auf die Druckverteilung über die Aufstandsflächenlänge und Aufstandsflächenbreite ist in Abbildung 3.50 veranschaulicht. Anhand von Abbildung 3.50a wird deutlich, dass der Fülldruck die Symmetrie der Bodendruckverteilung über die Reifenlängsrichtung nicht beeinflusst. Bei höherem Fülldruck ist der Summendruck weniger gleichmäßig über eine kleinere Aufstandsflächenlänge verteilt, wobei der maximale Summendruck in der Reifenmitte höher ist.



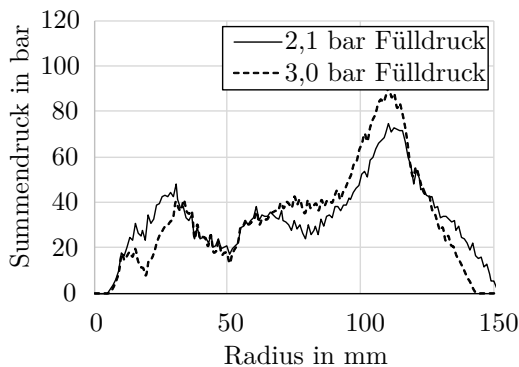
(a) Reifenlängsrichtung.



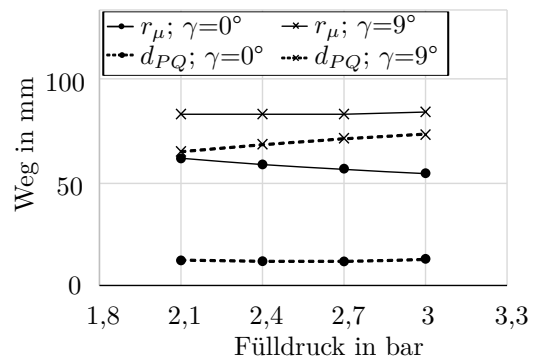
(b) Reifenquerrichtung.

Abbildung 3.50: Einfluss des Fülldrucks auf die Druckverteilung in Reifenlängs- und Querrichtung.

Die in Abbildung 3.50b dargestellte Druckverteilung über der Reifenbreite liegt sehr einseitig im Bereich der belasteten Reifenschulter. Dies führt dazu, dass der statische Aufstandspunkt bei hohen Sturzwerten eine große Entfernung zum Radmittelpunkt aufweist. Eine Reduktion des Fülldrucks führt dazu, dass sich der Druck im Bereich der Radmitte in geringem Maße in Richtung der Aufstandsflächenmitte verschiebt. Dadurch ist der pneumatische Aufstandspunktversatz d_{PQ} bei geringen Reifenfülldrücken kleiner als bei hohen, wie in Abbildung 3.51b dargestellt ist. Bei 0° Sturz hingegen ist der statische Schwerpunkt aufgrund der relativ symmetrischen Druckverteilung nahezu unabhängig vom Reifenfülldruck.



(a) Druckverteilung in Abhängigkeit der Entfernung zum Drehpunkt.



(b) Effektiver Reibradius und statischer Schwerpunkt.

Abbildung 3.51: Einfluss des Fülldrucks auf die Druckverteilung sowie auf relevante Kennwerte der Bodendruckverteilung.

In Abbildung 3.51a ist der Summendruck der Kontaktflächenelemente in Abhängigkeit von der Entfernung zum Drehpunkt zu sehen. Bei steigendem Fülldruck wird der maximale Radius geringer, jedoch ist der Summendruck bei hohen Entfernungen zum Drehpunkt etwas höher. Dies führt dazu, dass der effektive Reibradius bei 9° Sturz nahezu unabhängig vom Fülldruck ist (vgl. Abbildung 3.51b). Bei 0° Sturz hingegen sinkt dieser nahezu linear mit steigendem Fülldruck.

Der Fülldruck beeinflusst bei hohem Radsturz maßgeblich die Größe der Aufstandsfläche, die Homogenität der Druckverteilung und die Lage des statischen Aufstandspunkts. Diese Eigenschaften der Bodendruckverteilung sind Basis für die in Abschnitt 3.2.3.3 und 3.2.4.3 beschriebene Abhängigkeit der Reifenkräfte und -momente vom Reifenfülldruck.

3.3.4.4 Zusammenfassung

Eine Zusammenfassung der in diesem Abschnitt analysierten Einflussparameter auf die Bodendruckverteilung in der Reifenaufstandsfläche ist in Tabelle 3.8 dargestellt.

Die Messungen zeigen deutlich, dass der bislang nur in geringem Umfang untersuchte Einfluss des Sturzes (vgl. Abschnitt 2.3.3) entscheidend für die Ausprägung der Bodendruckverteilung ist. Er beeinflusst dabei insbesondere die Symmetrie der Aufstandsfläche und die Homogenität der Bodendruckverteilung, wodurch sich der pneumatische Aufstandspunktversatz und der effektive Reibradius bedeutend ändern. Dadurch werden die für das Parkieren im Stand relevanten Reifenkräfte und -momente maßgeblich beeinflusst, wie in Abschnitt 3.2 beschrieben ist.

Die Radlast beeinflusst bei höherem Sturz maßgeblich die Größe der Aufstandsfläche und die Lage des statischen Aufstandspunkts. Beide Eigenschaften spielen jedoch im Vergleich zu dem proportional von der Radlast abhängigen höheren Gesamtdruck und den dadurch größeren Gesamtreibkräften eine untergeordnete Rolle.

Im Gegensatz zum Sturz- und Radlasteinfluss ist jener des Fülldrucks geringer. Er beeinflusst bei hohem Radsturz die Größe der Aufstandsfläche, die Homogenität der Druckverteilung und die Lage des statischen Aufstandspunkts.

Sowohl der Einfluss der Radlast als auch der des Fülldrucks weisen eine Abhängigkeit vom Radsturz auf. So ändert sich beispielsweise bei 0° Sturz der effektive Reibradius bei einer Variation der Radlast oder des Fülldrucks. Bei 9° Sturz zeigt der effektive Reibradius hingegen keine signifikante Sensitivität von diesen beiden Parametern.

Tabelle 3.8: Einfluss der Parameter Sturz, Radlast und Fülldruck auf die verschiedenen Faktoren der Bodendruckverteilung in der Reifenaufstandsfläche.

Parameter	Symmetrie Fläche	Größe Fläche	Homogenität Druckverteilung	Distanz stat. Schwerpunkt zu Radmittelpunkt	Effektiver Reibradius
Sturz ↑	↓	↘	↓	↑	↑
Radlast ↑	↔ / ↗	↗ / ↑	↕ / ↔	↔ / ↘	↗ / ↔
0°/9° Sturz					
Fülldruck ↑	↔ / ↘	↘ / ↘	↕ / ↘	↔ / ↗	↘ / ↔
0°/9° Sturz					

3.4 Wirkkette

In diesem Abschnitt erfolgt eine Beschreibung der analysierten Wirkkette zur Entstehung der Zahnstangenkraft. Die in Abbildung 3.52 vereinfacht⁵³ dargestellte Wirkkette basiert dabei auf den Gesamtfahrzeugmessungen (Abschnitt 3.1), den Reifenmessungen (Abschnitt 3.2) und den Bodendruckverteilungsmessungen (Abschnitt 3.3). Eine tabellarische Zusammenfassung des Einflusses der verschiedenen Eingangsparameter findet sich in Tabelle 3.1 (Zahnstangenkraft), Tabelle 3.4 (Reifenkräfte und -momente) sowie Tabelle 3.8 (Bodendruckverteilung).

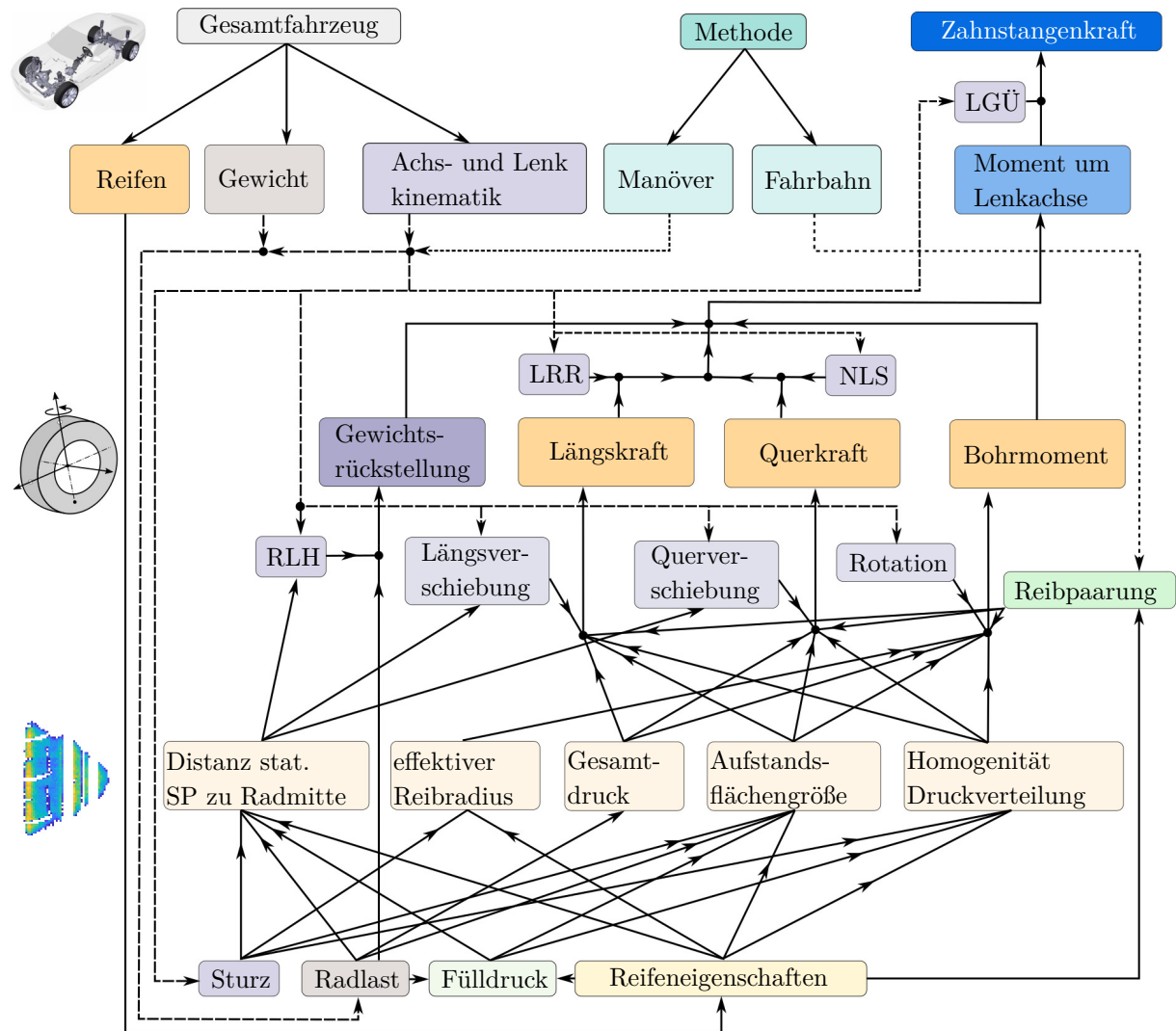


Abbildung 3.52: Wirknetz zur Entstehung der Zahnstangenkraft beim Parkieren im Stand.

Anhand der in dieser Arbeit beschriebenen Methode (Parkieren im Stand auf einem Korund P120 Schleifpapier) erfolgt die Ermittlung der maximal wirkenden Zahnstangenkraft mit Hilfe eines Gesamtfahrzeugs. Das Gesamtfahrzeugkonzept definiert dabei den Reifen, die Vorderachslast sowie die Achs- und Lenkkinematik.

⁵³Nicht dargestellt sind beispielsweise die Reibung im Lenksystem sowie die gesetzliche ETRTO Norm zur Berechnung des Reifenfülldrucks.

Basierend auf der Achs- und Lenkkinematik stellen sich in Abhängigkeit des Manövers (Lenkradwinkel) die Reifenposition sowie die weiteren achs- und lenkkinematischen Kenngrößen ein. Neben dem Sturzwinkel zählen hierzu der Radlasthebelarm, der Lenkrollradius, die Nachlaufstrecke sowie die Lenkgestängeübersetzung. Diese Größen sind in Abbildung 3.52 in lilauer Farbe dargestellt. Die Vorderachslast bestimmt, unter geringer Einwirkung der Achs- und Lenkkinematik sowie des Radlenkwinkels, die am Reifen wirkende Radlast (grau). Der Reifen und dessen Parameter sind in gelber Farbe dargestellt. Die einzelnen Reifeneigenschaften wie beispielsweise Vertikalsteifigkeit, radiale Biegesteifigkeit oder auch die Reifendimension werden dabei unter dem Block „Reifeneigenschaften“ zusammengefasst. Zu ihnen zählt auch der Reifenlastindex, welcher in Kombination mit der Radlast den Mindestfülldruck nach der ETRTO-Norm definiert.

Die in Abschnitt 3.3 beschriebenen Faktoren der Bodendruckverteilung in der Reifenaufstandsfläche sind in hellgelb dargestellt. Sie werden maßgeblich vom Radsturz, der Radlast, dem Fülldruck sowie den Reifeneigenschaften beeinflusst.

Die Bodendruckverteilung in der Reifenaufstandsfläche, die Reibpaarung von Reifen und Fahrbahn sowie die Reifenbewegung bestimmen dann die in Abschnitt 3.2 beschriebenen Reifenkräfte und -momente (dunkelgelb).

Wie in Abschnitt 2.5.2 beschrieben, entsteht durch die wirkenden Reifenkräfte und -momente sowie der Gewichtsrückstellung und der Reibung (nicht dargestellt) im Lenksystem ein Moment um die Lenkachse (vgl. Abbildung 2.24). Der Lenkrollradius und die Nachlaufstrecke bilden dabei den Kraftarm der Längs- und Querkraft. Die beim Parkieren im Stand wirkende Zahnstangenkraft resultiert dann entsprechend Formel 2.8 aus dem Moment um die Lenkachse und der Lenkgestängeübersetzung.

Das im Rahmen der Evaluation erzeugte Wirknetz legt dar, dass für eine genaue Berechnung der Zahnstangenkraft neben der Achs- und Lenkkinematik insbesondere die korrekte Abbildung des Reifenverhaltens entscheidend ist. Die in Abschnitt 3.2 und 3.3 durchgeführten Messungen zeigen auf, dass sich der bislang sowohl wissenschaftlich als auch im Lenkungsauslegungsprozess wenig berücksichtigte Sturzeinfluss signifikant auf die einflussreichen Kenngrößen der Bodendruckverteilung auswirkt. Im Gegensatz zum übrigen Wirknetz ist die Abbildung dieses Verhaltens durch verfügbare Reifenmodelle unzureichend. Vor diesem Hintergrund wird im folgenden Kapitel die Entwicklung des SuperRB Reifenmodells beschrieben, welches neben dem Einfluss von Radlast und Fülldruck auch den des Sturzes darstellen kann.

SupERRB-Tire Reifenmodell

In diesem Kapitel wird die Entwicklung des für die Parkierkraftanalyse geeigneten Reifenmodells „SupERRB-Tire“ beschrieben. Der Fokus liegt hierbei auf der in dieser Arbeit entwickelten Modellierung der Bodendruckverteilung in der Reifenaufstandsfläche. Der Entwurf dieses Modells basiert maßgeblich auf den in Kapitel 3 beschriebenen Untersuchungen. Die hierbei entwickelte Methode zur Berechnung der Bodendruckverteilung beim Parkieren im Stand wurde in (Weinberger et al., 2018) vorgestellt und von ROEMPLER im Rahmen einer Abschlussarbeit (Roempler Dellien, 2019) erweitert. SHAO (Shao et al., 2021) entwickelte ein Modell, welches dann anhand des Bodendruckverteilungsmodells die Reifenkräfte und -momente berechnet. Das in diesen Arbeiten entstandene SupERRB-Tire Reifenmodell wurde in (Weinberger et al., 2020a) patentiert.

Nach einer Zusammenfassung der Modellanforderungen (Abschnitt 4.1) wird in Abschnitt 4.2 der Aufbau und die Struktur des Reifenmodells erläutert. Im Anschluss erfolgt in den Abschnitten 4.3 bis 4.5 die Beschreibung des Bodendruckverteilungsmodells. Das Kapitel schließt mit den Abschnitten 4.6 und 4.7, in welchen die Grundlagen des von SHAO entwickelten Karkassen- und Reibungsmodells vermittelt werden.

4.1 Anforderungen

Gemäß des in Kapitel 3 identifizierten Wirknetzes ist es essentiell, dass das Modell die Bodendruckverteilung in der Reifenaufstandsfläche während des stationären Parkiermanövers genau abbildet. Das bedeutet, dass die Auswirkungen von hohen Sturzwinkeln auf die Bodendruckverteilung präzise modelliert werden müssen.

Entsprechend der in Abschnitt 3.3.4 ausgewerteten Messungen ist die Bodendruckverteilung nicht homogen, sondern abhängig von der x_{LR} - und y_{LR} -Richtung des Reifens. Diese kann dabei aufgrund des Sturzeinflusses in y_{LR} -Richtung nicht als symmetrisch abgebildet werden. Im Gegensatz zur y_{LR} -Richtung ist in x_{LR} -Richtung aufgrund der geringen Geschwindigkeiten eine symmetrische

Modellierung ausreichend⁵⁴.

Das Modell soll auf eine Vielzahl von verschiedenen Reifentypen mit unterschiedlichen Abmessungen und Materialeigenschaften (z.B. Steifigkeit, Gummimischungen) anwendbar sein. Da der Anwendungsbereich eine große Bandbreite an Fülldrücken, vertikalen Lasten und Sturzwerten umfasst, muss das entworfene Bodendruckverteilungsmodell auch die durch diese Parameter verursachten Effekte während einer Parkiersimulation genau abbilden. Die Anzahl der Parameter soll dabei so gering wie möglich gehalten werden, um die Parametrisierung und das Training eines prädiktiven Reifenmodells zu vereinfachen.

4.2 Architektur

Dieser Abschnitt bietet eine Übersicht über das gesamte Reifenmodell. Hierfür werden zuerst die relevanten Komponenten und deren Zusammenwirken erläutert. Im Anschluss wird der Berechnungsablauf des Modells und eine Auflistung der Parameter bereitgestellt.

4.2.1 Komponenten

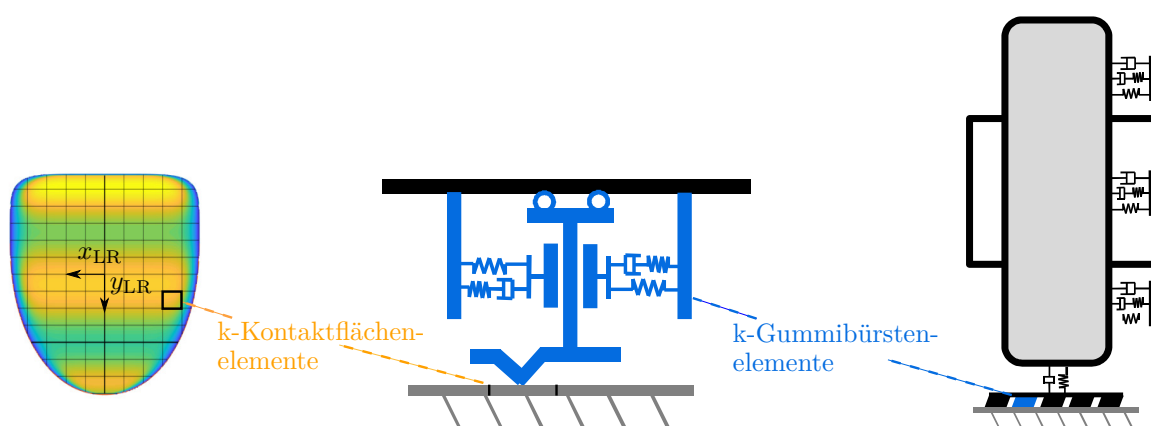


Abbildung 4.1: Komponenten des Reifenmodells. Bodendruckverteilung (links, vgl. Abschnitt 4.3 bis 4.5), Bürsten-Reibungsmodell (Mitte, vgl. Abschnitt 4.7), Reifenkarkassenmodell (rechts, vgl. Abschnitt 4.6.)

Die relevanten Komponenten des Reifenmodells sind in Abbildung 4.1 dargestellt. Das Reifenmodell besteht aus einem Karkassenmodell, einem Bürsten-Reibungsmodell und dem im Rahmen dieser Arbeit entwickelten Bodendruckverteilungsmodell.

Das Karkassenmodell bildet die Steifigkeit des Reifens ab und stellt die Schnittstelle des Bürsten-Reibungsmodells und des Bodendruckverteilungsmodells zur Simulationsumgebung (z.B. MSC ADAMS-Gesamtfahrzeugsimulation) dar. Das Bürsten-Reibungsmodell besteht aus k -Gummibürstenelementen. Diese Elemente berechnen die Reifenkräfte und -momente, welche durch die Reibung zwischen Fahrbahn und Reifen entstehen. Hierfür ist jedem Gummibürstenelement ein Kontaktflächenelement mit einer vom Bodendruckverteilungsmodell berechneten normierten Radlast zugeordnet. Das Bodendruckverteilungsmodell bildet den Kern des Reifenmodells

⁵⁴Diese Annahme wird durch erste Messungen von mit einem speziell für Scherbeanspruchung geeigneten Bodendruckverteilungsmesssystem bestätigt.

und ermöglicht erstmals die Simulation des Sturzeinflusses bei parkierspezifischen Bedingungen. Es besteht im Wesentlichen aus zwei Teilen, wobei ein Modell die Umfangskontur der Reifenaufstandsfläche berechnet und ein zweites die Druckverteilung innerhalb dieser.

Aus der charakteristischen Architektur des Reifenmodells wurde auch dessen Bezeichnung als „SupERRB-Tire“, welche sich aus den englischen Begriffen **Super-Ellipse Rigid Ring Brush** zusammensetzt, abgeleitet.

4.2.2 Berechnungsablauf

In diesem Abschnitt wird der in Abbildung 4.2 dargestellte Berechnungsablauf des Reifenmodells erläutert.

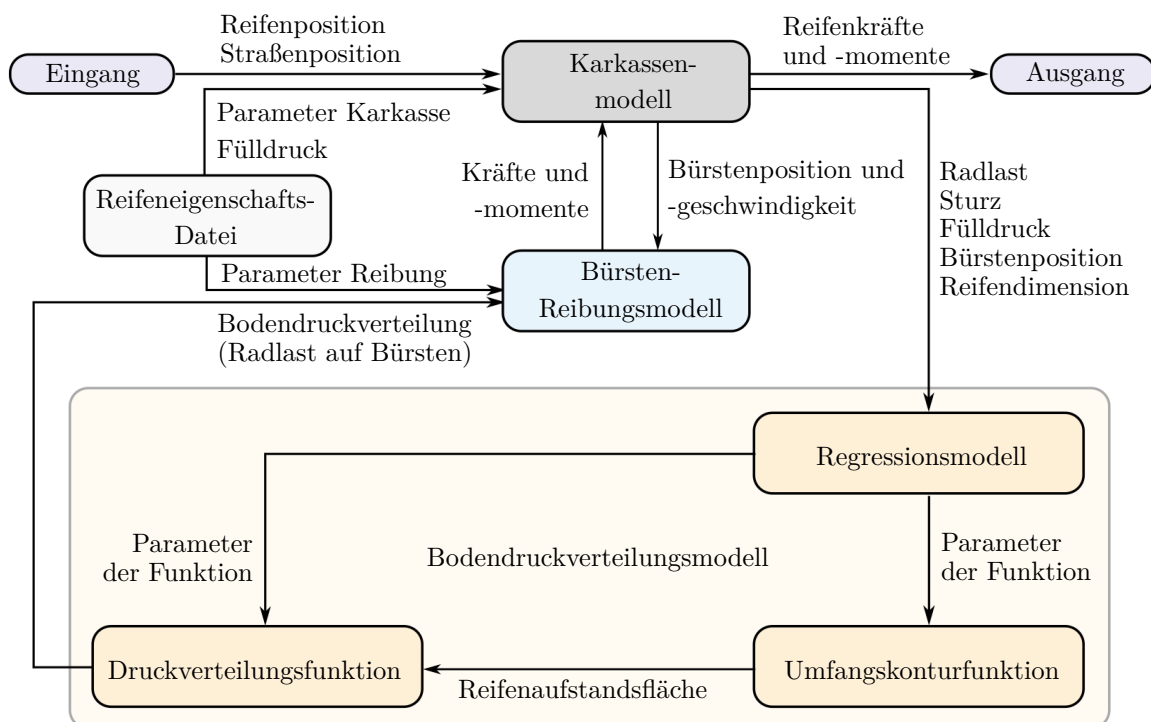


Abbildung 4.2: Berechnungsablauf des Reifenmodells.

Bevor die Berechnung des Reifenmodells erfolgt, werden die durch Messungen identifizierten Modellparameter sowie Reifendimension und Betriebsfülldruck des zu simulierenden Reifens in einer Reifeneigenschaftsdatei definiert. Sofern Bodendruckverteilungsmessungen des zu simulierenden Reifens vorliegen, werden reifenspezifische Regressionsmodelle hinterlegt. Diese Modelle sind deutlich genauer, da sie basierend auf den Eigenschaften des zu simulierenden Reifens trainiert wurden. Dies ist besonders aufgrund der hohen Anforderungen an die Genauigkeit der Modelle in der späten Fahrzeugentwicklungsphase (Absicherungsphase) relevant.

In der frühen Phase der Fahrzeugentwicklung stehen hingegen die zu simulierenden Reifen noch nicht zur Vermessung bereit. Deshalb werden hierfür Regressionsmodelle hinterlegt, welche die Parameter zur Berechnung der Bodendruckverteilung auch zusätzlich anhand der Reifendimension prognostizieren.

Nach dem Start der Simulation erhält das Reifenkarkassenmodell von der Simulationsumgebung die Signale der Felgenposition und -orientierung sowie der Straßenposition und -orientierung. Sofern der vertikale Abstand zwischen Fahrzeug und Fahrbahn nicht vorgegeben wird, kann optional die Radlast als Eingangssignal dienen. Das Reifenkarkassenmodell leitet die Informationen über Radlast F_z , Reifenfülldruck p_i , Sturz γ sowie die Position der Bürstenelemente ${}_{LR}q_i$ an die Regressionsmodelle als Eingangssignale weiter.

Basierend auf den Eingangssignalen prognostizieren die Regressionsmodelle dann die Parameter der Umfangskontur- und der Druckverteilungsfunktion. Die Regressionsmodelle ermöglichen hierbei, dass die Parameter der beiden Funktionen bei kontinuierlich variierenden Betriebsbedingungen im parkierrelevanten Bereich (wie beispielsweise der Sturzverlauf von -3° bis 9°) bestimmt werden können. Ohne diese prädiktiven Modelle könnten die Reifenaufstandsfläche und die Bodendruckverteilung nur für die Betriebspunkte berechnet werden, bei denen die Reifen vermessen und parametrisiert wurden.

Die Berechnung der Umfangskontur der Reifenaufstandsfläche erfolgt mit Hilfe der vom Regressionsmodell prognostizierten Parameter $a, b_{12}, b_{34}, n_{12}, n_{34}, m_{12}, m_{34}, {}_{LR}\vec{r}_{SE}$ des Umfangskonturmodells U . Das Druckverteilungsmodell p ermittelt dann, basierend auf der Reifenaufstandsfläche und den vom Regressionsmodell berechneten Parametern $p_{a1\dots7}, p_{b1\dots3}$, die Bodendruckverteilung. Die Beschreibung der Bodendruckverteilung erfolgt hierbei mittels einer Vielzahl masseloser Bürstenelemente $q_{i=1\dots k}$, wobei die Aufstandsfläche in n_x Bürstenelemente in x_{LR} -Richtung und in n_y Bürstenelemente in y_{LR} -Richtung unterteilt ist. Jedem Bürstenelement $q_{i=1\dots k}$ ist jeweils ein Referenzpunkt mit den entsprechenden Koordinaten ${}_{LR}\vec{q}_i = (x_{LR}, y_{LR})$ zugeordnet, wodurch die Position des Gummibürstenelementes eindeutig identifizierbar ist. Das Bodendruckverteilungsmodell bestimmt für jedes Kontaktflächenelement in der Reifenaufstandsfläche $q_{i=1\dots k}$ einen normierten Bodendruckwert $\hat{f}_{e,z,q_{i=1\dots k}}^{LR}$ bzw. eine normierte Normalkraft in z_{LR} -Richtung. Die normierte Normalkraft der Kontaktflächenelemente wird den Bürstenelementen, auf welche sie wirkt, zugeordnet (vgl. Abbildung 4.1).

Das Bürsten-Reibungsmodell ermittelt dann anhand der wirkenden Normalkraft ${}^q F_z$, den Reibungseigenschaften $\mu_{h,x}, \mu_{h,y}, \mu_{g,x}, \mu_{g,y}, c_{e,x}, c_{e,y}, c_{de,x}, c_{de,y}, d_{e,x}, d_{e,y}$ und der Bürstenverschiebung $d_{LR}\vec{q}_i$ die resultierenden Reibungskräfte ${}^{q_{i=1\dots k}} F_f$ und Reibungsmomente ${}^{q_{i=1\dots k}} M_\delta$ jedes einzelnen Bürstenelements $q_{i=1\dots k}$. Durch Aufsummieren dieser Reibungskräfte ${}^{q_{i=1\dots k}} F_f$ und Reibungsmomente ${}^{q_{i=1\dots k}} M_\delta$ werden die im Ursprung der Reifenaufstandsfläche LR wirkenden Gesamtreibungskräfte ${}^{LR} F_f$ und -momente ${}^{LR} M_\delta$ bestimmt.

Im Reifenkarkassenmodell werden dann die im LR -Koordinatensystem vorliegenden Kräfte und Momente in die im Radmittelpunkt wirkenden Kräfte und Momente transformiert. Die Ausgaben des Reifenmodells sind dann alle Kräfte und Momente im TYDEX-C und TYDEX-H Koordinatensystem.

4.2.3 Parameter

Für eine möglichst präzise Berechnung der Reifenkräfte und -momente müssen die in Tabelle 4.1 aufgeführten Parameter des Reifenmodells vor der Simulation identifiziert werden. Die 16 Parameter des Karkassenmodells sowie die zehn Parameter des Bürstenreibungsmodells werden mit Hilfe einer KNC-Reifenmessung identifiziert (vgl. Abschnitt 3.2) und in der Reifeneigenschaftsdatei hinterlegt. Die acht Parameter der Umfangskontur und zehn Parameter der Druckverteilungsberechnung werden durch Messungen (vgl. Abschnitt 3.3) der Bodendruckverteilung in der

Reifenaufstandsfläche identifiziert (vgl. Abschnitt 4.3.3 und 4.4.3). Anhand dieser bei verschiedenen Betriebsbedingungen ermittelten Parameter wird sowohl für die Umfangskontur als auch für die Bodendruckverteilung ein neuronales Netz (Regressionsmodell) trainiert.

Sowohl das Regressionsmodell für die Umfangskonturberechnung als auch das der Bodendruckverteilungsberechnung werden in der Simulationsumgebung hinterlegt. Die Parameter der beiden Modelle werden somit von den jeweiligen Regressionsmodellen in Abhängigkeit von den Betriebsbedingungen Radlast, Fülldruck und Sturz bestimmt.

Tabelle 4.1: Parameter des Reifenmodells.

Modell	Symbol	Beschreibung
Reifenkarkasse	$c_{g,y}; c_{g,\theta};$ $c_{g,\gamma}$	Hauptsteifigkeit der Karkasse für: Translation in y-Richtung; Rotation um y-Achse; Rotation um x- oder z-Achse (radial symmetrisch)
	$d_{g,y}; d_{g,\theta};$ $d_{g,\gamma}$	Hauptdämpfung der Karkasse für: Translation in y-Richtung; Rotation um y-Achse; Rotation um x- oder z-Achse (radial symmetrisch)
	$c_{dg,y}; c_{dg,\theta};$ $c_{dg,\gamma}$	Steifigkeit des Maxwell-Elements in der Karkasse für: Translation in y-Richtung; Rotation um y-Achse; Rotation um x- oder z-Achse (radial symmetrisch)
	$d_{cg,y}; d_{cg,\theta};$ $d_{cg,\gamma}$	Dämpfung des Maxwell-Elements in der Karkasse für: Translation in y-Richtung; Rotation um y-Achse; Rotation um x- oder z-Achse (radial symmetrisch)
	$c_{l,z}$	Vertikalsteifigkeit des Reifens
	$d_{l,z}$	Vertikaldämpfung des Reifens
	R	Statischer Reifenradius
	B	Reifenbreite
Bürstenreibung	$c_{e,x}; c_{e,y}$	Hauptsteifigkeit der Bürste für: Translation in x-Richtung; Translation in y-Richtung
	$c_{de,x}; c_{de,y}$	Steifigkeit des Maxwell-Elements in der Bürste für: Translation in x-Richtung; Translation in y-Richtung
	$d_{e,x}; d_{e,y}$	Dämpfung des Maxwell-Elements in der Bürste für: Translation in x-Richtung; Translation in y-Richtung
	$\mu_{h,x}; \mu_{h,y}$	Reibwert bei Haftreibung für: Translation in x-Richtung; Translation in y-Richtung
	$\mu_{g,x}; \mu_{g,y}$	Reibwert bei Gleitreibung für: Translation in x-Richtung; Translation in y-Richtung
Umfangskontur	${}_{LR}\vec{r}_{SE}$	Koordinatentransformationsvektor: Ursprung der Umfangskonturfunktion SE zum Latsch-Referenzpunkt LR
	a	Halbe Länge der Umfangskontur in x_{LR} -Richtung
	$b_{12}; b_{34}$	Halbe Länge der Umfangskontur in y_{LR} -Richtung für: Quadrant 1 und 2; Quadrant 3 und 4
	$n_{12}, m_{12};$ n_{34}, m_{34}	Krümmungsparameter der Umfangskonturfunktion für: Quadrant 1 und 2; Quadrant 3 und 4
	Bodendruckverteilung	$p_{a1...7}$
$p_{b1...3}$		Parameter der Krümmungsfunktion $B(\hat{y}_{LR})$

Für den Fall, dass eine Messung der Bodendruckverteilung nicht erfolgt, kann auch ein bereits bestehendes Regressionsmodell verwendet werden. Diese Modelle können anhand einer Datenbasis

vorhandener Messungen die Parameter in zusätzlicher Abhängigkeit der Reifenspezifikation (wie beispielsweise Lastindex oder Reifendimension) prognostizieren. Somit sind sie besonders für den Einsatz in der frühen Phase der Fahrzeugentwicklung, in welcher die Reifen noch nicht für eine Vermessung bereit stehen, geeignet.

4.3 Reifenaufstandsfläche

Die Aufstandsfläche des Reifens entsteht durch die Interaktion zwischen den Reifen des Fahrzeugs und der Fahrbahnoberfläche und stellt eine zweidimensionale Fläche dar. Diese Aufstandsfläche wird über die Umfangskontur, welche dem Umriss dieser Fläche entspricht, beschrieben. Dieser Abschnitt erläutert die Modellierung dieser Umfangskontur und somit der Reifenaufstandsfläche.

4.3.1 Wahl des Modellierungsansatzes

Wie in Abschnitt 2.7.1 beschrieben, existieren mehrere Ansätze zur Modellierung der Aufstandsfläche eines PKW-Reifens. Die Superellipse ist von allen Methoden, die eine geometrisch vordefinierte Form zur Modellierung der stationären Kontaktfläche verwenden, die flexibelste. Grund hierfür ist, dass sie sowohl eine kreisförmige, als auch eine rechteckige oder elliptische Form annehmen kann. Die Haupteinschränkung, die das in Abschnitt 2.7.1 erwähnte FRIDA Modell aufweist, ist die Symmetrie entlang der x_{LR} - und y_{LR} -Achse. Durch diese wird die Modellierung der nicht symmetrischen Bodendruckverteilung, welche bei Sturzwinkel ungleich 0 auftritt, verhindert.

Um eine Form der Aufstandsfläche zu bilden, die nicht zwangsweise symmetrisch entlang der x_{LR} -Achse des Reifens verläuft, kann nach HALLONBORG (Hallonborg, 1996) die Aufstandsfläche in bis zu vier unabhängige Superellipsen-Quadranten unterteilt werden (vgl. Abschnitt 2.7.1). Dadurch ist es möglich, neben kreisförmigen, elliptischen oder rechteckigen Formen, auch die asymmetrische Aufstandsfläche bei Sturzwinkeln ungleich null darzustellen. Die Superellipse kann somit die Anforderungen an die Beschreibung der Reifenaufstandsfläche erfüllen, weshalb sie die Basis zur Modellierung der Reifenaufstandsfläche bildet.

4.3.2 Modellbildung

Die stationäre Aufstandsfläche des Reifens kann, wie in Abschnitt 3.3 erwähnt, für alle Bedingungen beim Parkieren im Stand als symmetrisch entlang seiner y_{LR} -Achse angenommen werden. Die Änderung des Sturzwinkels erzeugt jedoch eine Asymmetrie entlang der x_{LR} -Achse. Um diese zu modellieren, wird die Umfangskontur der Aufstandsfläche anhand zweier Superellipsen-Hälften modelliert. Für die Berechnung der Superellipse wird das in Abbildung 4.3 dargestellte Superellipsen-Koordinatensystem (SE -KOS), welches mit dem Index SE indiziert wird, eingeführt.

Der Ursprung des kartesischen SE -KOS liegt im Schnittpunkt der Halbachsen der zugehörigen Superellipse. Hierbei zeigt die Abszisse x_{SE} des rechtshändigen Superellipsen-Koordinatensystems entgegen der Fahrtrichtung. Die zugehörige Applikate z_{SE} ist in Fahrzeugvertikalrichtung nach unten orientiert. Die zugehörige Ordinate y_{SE} steht jeweils senkrecht auf der Abszisse x_{SE} und der Applikate z_{SE} , sodass sich ein rechtshändiges, kartesisches Koordinatensystem ergibt. Das SE -KOS liegt, insbesondere bei hohem Radsturz, nicht zwingend im Latsch-Koordinatensystem LR -KOS, wie in Abbildung 4.3 ersichtlich wird. Durch den Koordinatentransformationsvektor ${}_{LR}\vec{r}_{SE}$ ist die Koordinatentransformation für die Verschiebung des Koordinatenursprungs des

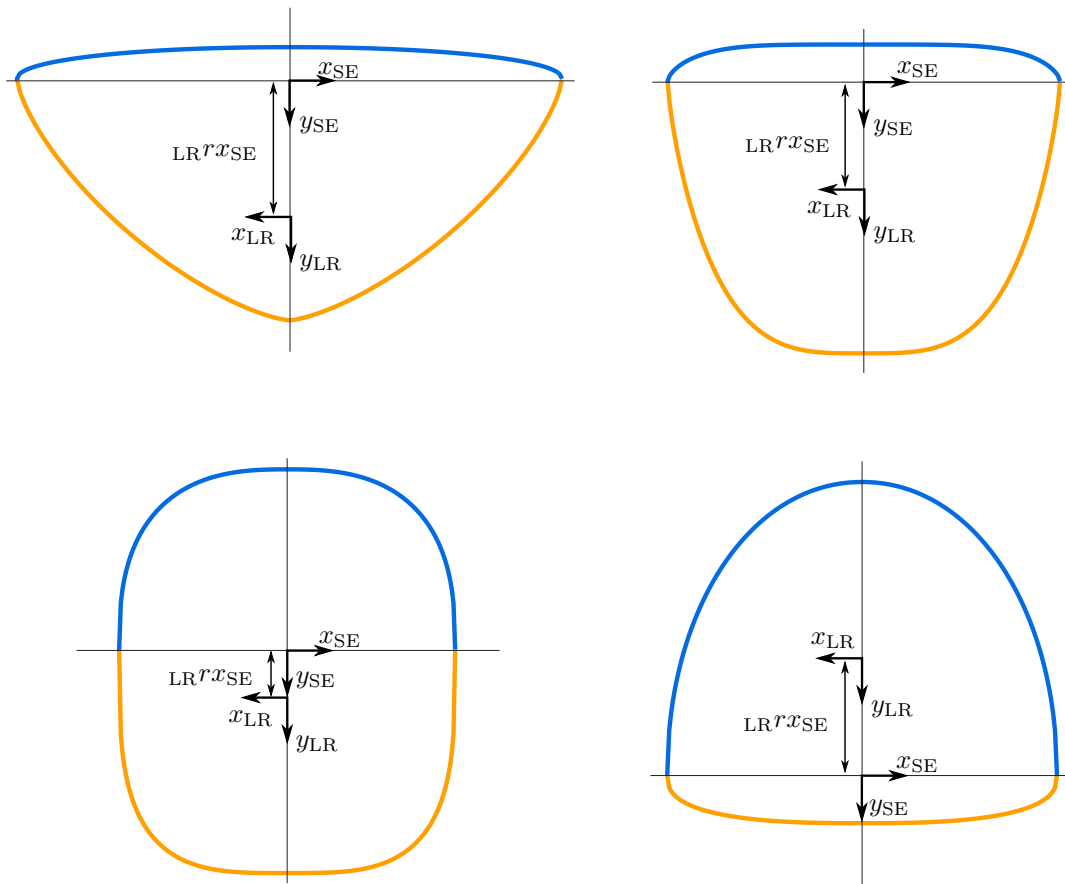


Abbildung 4.3: Beschreibung der Aufstandsfläche mittels zweier Hälften einer Superellipse.

SE -KOS in den Koordinatenursprung des LR -KOS definiert. Durch das Hinzufügen des Koordinatentransformationsvektors ist es möglich, die Umfangskontur unabhängig von der Lage des SE - und des LR -KOS zu berechnen. Das SE -KOS mit den jeweiligen Hälften der Superellipse ist in Abbildung 4.3 dargestellt. Die orangefarbene Hälfte liegt in den Quadranten eins und zwei und die blaue in den Quadranten drei und vier. Die x_{SE} -Achse stellt die Trennlinie dar, an der sich die beiden Hälften der Superellipse treffen.

Abbildung 4.4 stellt in schwarzer Farbe den Umriss der Reifenaufstandsfläche einer Bodendruckverteilungsmessung dar (vgl. Abschnitt 3.3.3.2). In blauer Farbe ist die bestmögliche Annäherung an die Messungen mit Hilfe der Superellipse von HALLONBORG (Hallonborg, 1996) dargestellt (vgl. Formeln 2.9 und 2.10). Die Superellipse stimmt mit den Abmessungen entlang der Achsen des SE -KOS überein. Allerdings weist die Krümmung der Superellipse für bestimmte Aufstandsflächenbedingungen erhebliche Abweichungen von der tatsächlichen Kontur auf. Um diese zu reduzieren, werden die zusätzlichen Krümmungsparameter m_{12} und m_{34} in die Berechnung des Modells eingeführt. Parameter m_{12} dient der Berechnung der Superellipse in Quadranten eins und zwei, m_{34} jener in Quadrant drei und vier. Durch diese zusätzlichen Parameter kann die Krümmung der Superellipse unabhängig von den anderen Superellipsenparametern n_{12} und n_{34} erfolgen, wodurch sich die Krümmung genauer an die der Messung adaptieren lässt.



Abbildung 4.4: Messung der Reifenaufstandsfläche und Modellierung dieser mit zwei verschiedenen Superellipsen.

Eine mit diesen zusätzlichen Parametern berechnete Superellipse ist in Abbildung 4.4 in orangener Farbe dargestellt. Es wird ersichtlich, dass diese Modifizierung im Vergleich zum ursprünglichen Modell von HALLONBORG (blau) eine deutlich genauere Annäherung an die gemessene Kontaktflächenkontur (schwarz) ermöglicht. Die erweiterte Funktion der Superellipse wird im Folgenden als Umfangskonturfunktion U bezeichnet und beschreibt die Grenze der Reifenaufstandsfläche. Sie ist definiert durch:

$$U(x_{\text{LR}}; y_{\text{LR}}) : \begin{cases} U_{12}(x_{\text{LR}}; y_{\text{LR}}) : \left| \frac{x_{\text{SE}}}{a} \right|^{n_{12}} + \left(\frac{y_{\text{SE}}}{b_{12}} \right)^{m_{12}} = 1 \text{ für } y_{\text{SE}} \geq 0 \\ U_{34}(x_{\text{LR}}; y_{\text{LR}}) : \left| \frac{x_{\text{SE}}}{a} \right|^{n_{34}} + \left(\frac{y_{\text{SE}}}{b_{34}} \right)^{m_{34}} = 1 \text{ für } y_{\text{SE}} \geq 0 \end{cases} \quad (4.1)$$

mit $a, b_{12}, b_{34} \in \mathbb{R}^{>0}$ und $n_{12}, n_{34}, m_{12}, m_{34} \in \mathbb{R}^{>1}$

$$\text{mit } \begin{pmatrix} x_{\text{SE}} \\ y_{\text{SE}} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} -x_{\text{LR}} \\ y_{\text{LR}} \end{pmatrix} +_{\text{LR}} \vec{r}_{\text{SE}} = \begin{pmatrix} -x_{\text{LR}} +_{\text{LR}} r x_{\text{SE}} \\ y_{\text{LR}} +_{\text{LR}} r y_{\text{SE}} \end{pmatrix}$$

und mit $_{\text{LR}} r x_{\text{SE}} = 0$,

wobei die Indizes „12“ die erste Teilfunktion indizieren, welche die Umfangskontur im ersten und zweiten Quadranten des SE -KOS sowie des LR -KOS definieren. Die Indizes „34“ verweisen hingegen auf die Umfangskontur im dritten und vierten Quadranten der beiden Koordinatensysteme.

D.h. es gilt:

$$U(x_{SE}; y_{SE}) : \begin{cases} U_{12}(x_{SE}; y_{SE}) : \text{für } y_{SE} \geq 0 \text{ bzw. für } y_{LR} \geq -{}_{LR}r x_{SE} \\ U_{34}(x_{SE}; y_{SE}) : \text{für } y_{SE} < 0 \text{ bzw. für } y_{LR} < -{}_{LR}r x_{SE} \end{cases} \quad (4.2)$$

Durch Auflösen der Gleichungen ergibt sich jeweils:

$$y_{SE12} = f(x_{SE}) = b_{12} \cdot \left[1 - \left(\left| \frac{x_{SE}}{a} \right| \right)^{n_{12}} \right]^{\frac{1}{m_{12}}} \quad (4.3)$$

$$y_{SE34} = f(x_{SE}) = -b_{34} \cdot \left[1 - \left(\left| \frac{x_{SE}}{a} \right| \right)^{n_{34}} \right]^{\frac{1}{m_{34}}} \quad (4.4)$$

bzw.

$$y_{SE12} = f(y_{SE}) = \pm a \cdot \left[1 - \left(\left| \frac{y_{SE}}{b_{12}} \right| \right)^{m_{12}} \right]^{\frac{1}{n_{12}}} \quad (4.5)$$

$$y_{SE34} = f(y_{SE}) = \pm a \cdot \left[1 - \left(\left| \frac{y_{SE}}{b_{34}} \right| \right)^{m_{34}} \right]^{\frac{1}{n_{34}}}. \quad (4.6)$$

Die Dimensionsparameter a , b_{12} und b_{34} bestimmen die Größe der Umfangskontur und sind als positive reelle Zahlen definiert. Der Parameter a bestimmt hierbei die Halbachsenlänge in x_{SE} -Richtung der beiden Superellipsenhälften, während die Parameter b_{12} und b_{34} diese in y_{SE} -Richtung festlegen. Die Krümmungsparameter n_{12} , n_{34} , m_{12} und m_{34} definieren die Krümmung der Umfangskontur und sind auf reelle Werte größer als 1 festgelegt. Durch diese Beschränkung werden Krümmungen, welche zu Diskontinuitäten entlang des gesamten Umfangs führen, vermieden. Solche für die Aufstandsflächenmodellierung ungeeigneten Krümmungen sind in Abbildung 2.35a bei Werten von $n < 1$ dargestellt.

Die in diesem Abschnitt beschriebene Erweiterung der Superellipse um zwei Krümmungsfreiheitsgrade ermöglicht im Vergleich zum ursprünglichen Modell von HALLONBORG eine wesentlich bessere Annäherung an die gemessene Kontaktflächenkontur (vgl. Abbildung 4.3). Durch Hinzufügen des Koordinatentransformationsvektors ${}_{LR}\vec{r}_{SE}$ wird eine Schnittstelle zwischen der Umfangskontur und dem Latsch-Referenzkoordinatensystem bereitgestellt. Mit dieser kann die modellierte Umfangskontur der Reifenaufstandsfläche an das vom Reifenkarkassenmodell bereitgestellte Latsch-Referenzkoordinatensystem LR adaptiert werden.

Die acht Parameter a , b_{12} , b_{34} , n_{12} , n_{34} , m_{12} , m_{34} und ${}_{LR}\vec{r}_{SE}$ der Umfangskonturfunktion U (vgl. Tabelle 4.1) müssen in Abhängigkeit des zu simulierenden Reifens identifiziert werden. Die hierfür entwickelte Methode wird im folgenden Abschnitt erläutert.

4.3.3 Parameteridentifikation

Um die Reifenaufstandsfläche zu beschreiben, werden die Parameter der Umfangskonturfunktion anhand der in Abschnitt 3.3 beschriebenen Messungen der Bodendruckverteilung identifiziert. Die Parameter müssen für möglichst viele verschiedene Betriebsbedingungen identifiziert werden, um die in Abschnitt 4.5 beschriebenen Regressionsmodelle zu trainieren. Deshalb wird eine Methode zur automatisierten Parameteridentifikation entwickelt, welche im Folgenden vorgestellt wird.

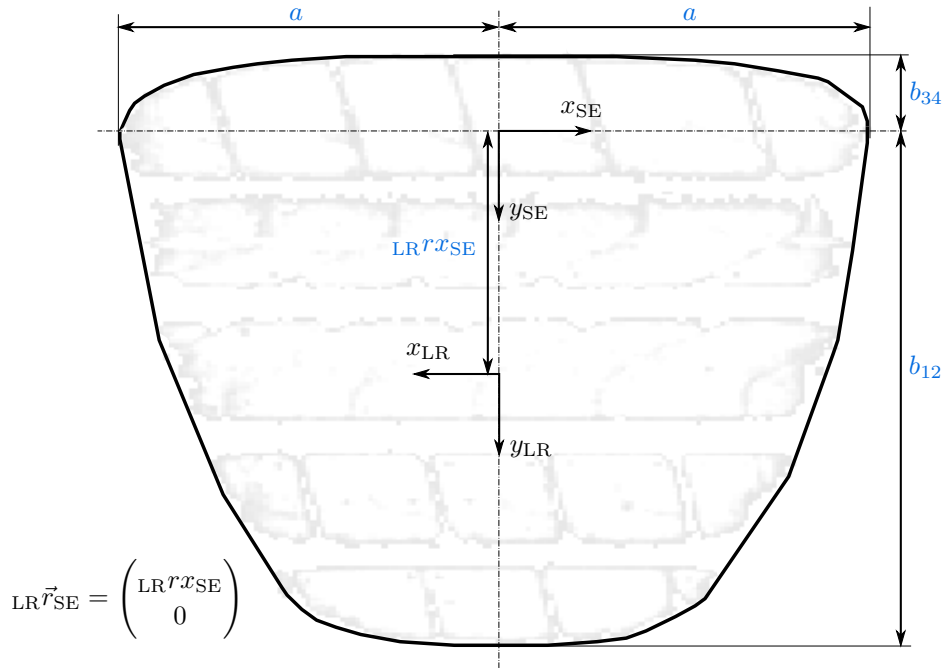


Abbildung 4.5: Parameteridentifikation des Koordinatentransformationsvektors und der Dimensionsparameter.

Abbildung 4.5 stellt die Identifikation des Koordinatentransformationsvektors und der Dimensionsparameter dar. Grundlage hierfür bildet die konvexe Hülle, welche die Umfangskontur der gemessenen Reifenaufstandsfläche beschreibt (vgl. Abschnitt 3.3.3.2).

Um den Koordinatentransformationsvektor zu bestimmen, wird zuerst das Superellipsenkoordinatensystem lokalisiert. Da die Superellipse um ihre y -Achse symmetrisch ist, wird die Position entlang der x_{LR} -Richtung durch die in Abschnitt 3.3.3.1 identifizierte Symmetrielinie der Reifenaufstandsfläche definiert. Um die Position des SE -Systemursprungs entlang der y_{LR} -Richtung zu bestimmen, werden die Punkte mit den höchsten und niedrigsten x_{LR} -Koordinaten der identifizierten konvexen Hülle ermittelt. Der gemittelte Wert der beiden y_{LR} -Koordinaten entspricht dann der Position des Superellipsenkoordinatensystems entlang der y_{LR} -Richtung.

Anhand der Position des Superellipsen- und des Latsch-Referenzkoordinatensystems kann der Koordinatentransformationsvektor ${}_{LR}r_{SE}$ mit

$${}_{LR}r_{SE} = \begin{pmatrix} {}_{LR}r_{x_{SE}} \\ {}_{LR}r_{y_{SE}} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} x_{SE} \\ y_{SE} \end{pmatrix} - \begin{pmatrix} -x_{LR} \\ y_{LR} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} x_{SE} + x_{LR} \\ y_{SE} - y_{LR} \end{pmatrix} \quad (4.7)$$

berechnet werden. Da sowohl das LR -KOS als auch das SE -KOS auf der in Abschnitt 3.3.3.1 identifizierten Symmetrielinie liegen, gilt:

$${}_{LR}r_{x_{SE}} = x_{SE} + x_{LR} = 0. \quad (4.8)$$

Die Dimensionsparameter a , b_{12} und b_{34} können gemäß Abbildung 4.5 bestimmt werden. Der Parameter a ist der Hälfte der maximalen Ausdehnung der konvexen Hülle in x_{SE} -Richtung gleichzusetzen.

Die Parameter b_{12} und b_{34} entsprechen dem Abstand des Superellipsenzentrums in y_{SE} -Richtung zu den jeweiligen Schnittpunkten von der y_{SE} -Achse mit der konvexen Hülle.

Die Identifikation der Krümmungsparameter n_{12} , n_{34} , m_{12} und m_{34} erfolgt, im Gegensatz zu den Dimensionsparametern, mit Hilfe eines Optimierers. Hierfür wird ein Modell mit den bereits identifizierten Parametern a , b_{12} , b_{34} und den empirisch ermittelten, initialen Krümmungsparametern n_{12} , n_{34} , m_{12} und m_{34} als erste Schätzung erstellt. Mit Hilfe der Optimierung wird der Abstand der Umfangskontur zur gemessenen konvexen Hülle mathematisch minimiert. Auf diese Weise werden die Werte jener Krümmungsparameter identifiziert, bei denen die Umfangskonturfunktion die tatsächliche Form der Radaufstandsfläche bestmöglich abbildet.

Basierend auf den empirisch ermittelten, initialen Parametern wird ein Optimierungsproblem wie folgt konstruiert:

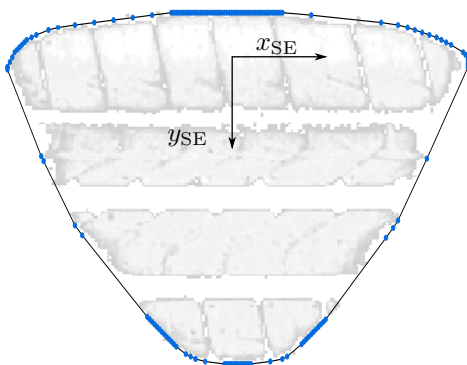
Gegeben

$$x_0 = \begin{bmatrix} n_{12,init} \\ n_{34,init} \\ m_{12,init} \\ m_{34,init} \end{bmatrix}, \quad lb = \begin{bmatrix} 1 \\ 1 \\ 1 \\ 1 \end{bmatrix}, \quad ub = \begin{bmatrix} 20 \\ 20 \\ 20 \\ 20 \end{bmatrix} \quad (4.9)$$

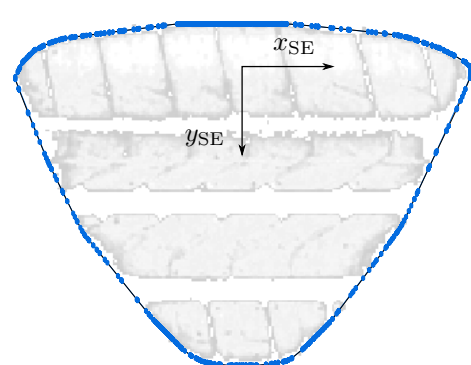
minimiere $f(x)$ so, dass $lb \leq x \leq ub$

wobei $f(x)$ die zu minimierende Zielfunktion ist. Diese Funktion berechnet den mittleren quadratischen Fehler zwischen den y_{SE} -Koordinaten des Superellipsenmodells und der konvexen Hülle für jede x_{SE} -Koordinate der konvexen Hülle. Darüber hinaus repräsentiert x_0 die initialen Werte der Krümmungsparameter, während lb und ub die untere bzw. obere Grenze für diese bilden.

Das Problem wird wie beschrieben eingerichtet. Der MATLAB „fmincon“-Algorithmus führt dann die Optimierung mit Hilfe einer globalen Suche und eines sequentiellen, quadratischen Programmierverfahrens durch. Die Zielfunktion berechnet entlang der x_{SE} -Richtung die Abweichungen zwischen dem Modell und den Punkten, welche die konvexe Hülle beschreiben.



(a) Eckpunkte der konvexen Hülle vor der Interpolation.



(b) Punkte auf der konvexen Hülle nach der Interpolation.

Abbildung 4.6: Punkte auf der konvexen Hülle vor und nach der Interpolation.

Um zu vermeiden, dass bei der Optimierung einige Regionen mehr als andere priorisiert werden, muss eine gleichmäßige Punktverteilung entlang der konvexen Hülle der Kontaktfläche erzeugt

werden. Hierfür werden die ungleichmäßig verteilt vorliegenden Punkte, die die konvexe Hülle beschreiben, interpoliert. In Abbildung 4.6a ist die konvexe Hülle zu sehen, die gemäß der Beschreibung in Abschnitt 3.3.3.2 identifiziert wurde. Abbildung 4.6b zeigt die konvexe Hülle nach der Interpolation. Es wird ersichtlich, dass durch die Interpolation eine gleichmäßigere Verteilung der Punkte entlang der x_{SE} -Achse erfolgt ist, wodurch die Optimierung gleichwertig über den gesamten Bereich der Umfangskontur erfolgt.

4.4 Druckverteilung innerhalb der Reifenaufstandsfläche

Nachdem die Modellierung der Aufstandsfläche beschrieben wurde, folgt in diesem Abschnitt die Erläuterung des Druckverteilungsmodells. Hierfür wird zuerst die Auswahl des Berechnungsansatzes begründet und im Anschluss das Modell und dessen Parameteridentifikation dargelegt.

4.4.1 Wahl des Modellierungsansatzes

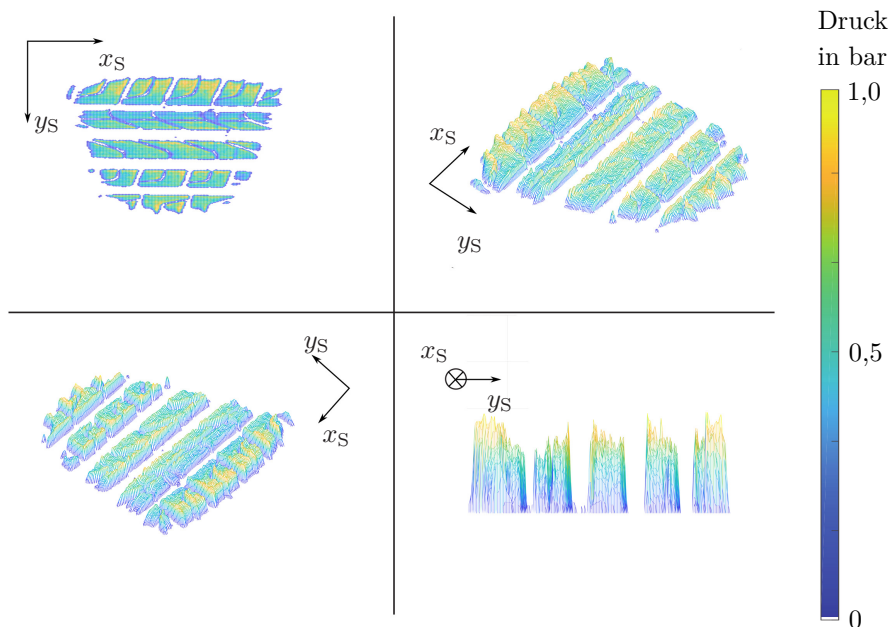
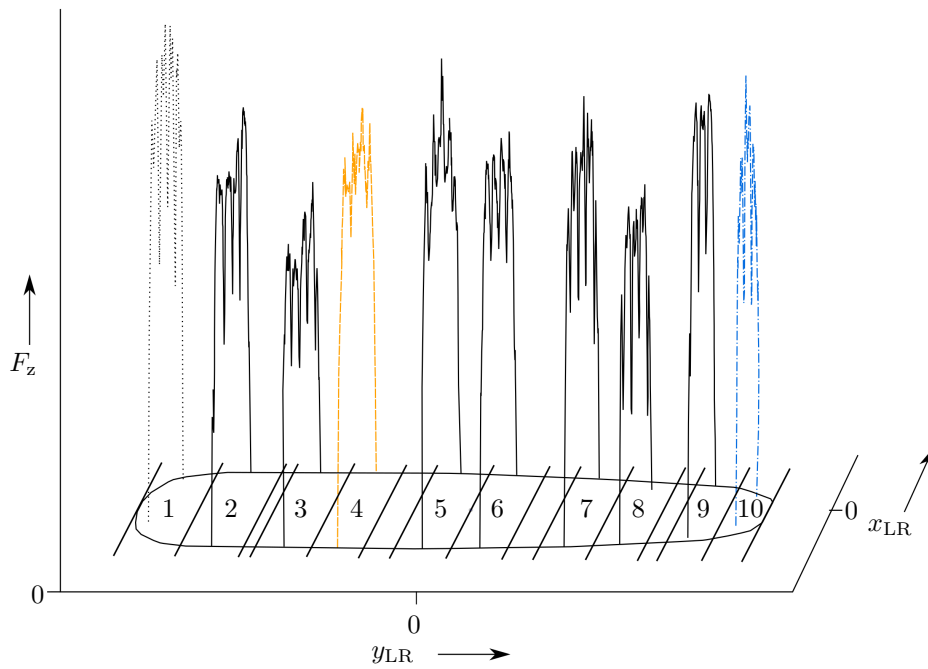


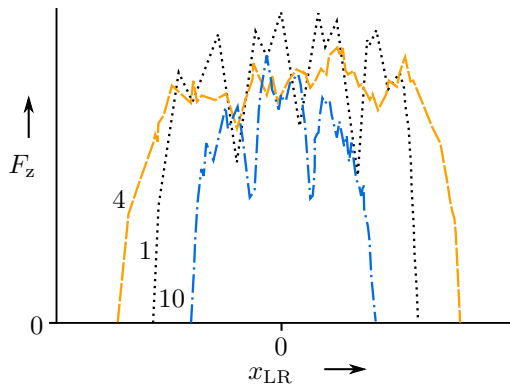
Abbildung 4.7: Verschiedene Ansichten einer gemessenen Bodendruckverteilung in der Reifenaufstandsfläche.

Abbildung 4.7 stellt exemplarisch eine gemessene Druckverteilung der Reifenaufstandsfläche dar. Um diese genauer zu analysieren, wird eine Reihe von planaren Kraftprofilen berechnet. Die Kraftprofile werden erzeugt, indem die Kontaktfläche in eine bestimmte Anzahl von Bereichen entlang ihrer y_{LR} -Richtung unterteilt wird. Für jeden dieser Bereiche erfolgt die Berechnung des Kraftmittels für jede x_{LR} -Position entlang der y_{LR} -Richtung. Dadurch wird ein Wertevektor erzeugt, der visuell als die Profile der xz -Ebene dargestellt werden kann, wie in Abbildung 4.8 zu sehen ist. Abbildung 4.8a zeigt die Unterteilung⁵⁵ der Aufstandsfläche in die Bereiche sowie deren jeweilige Kraftprofile in drei Dimensionen.

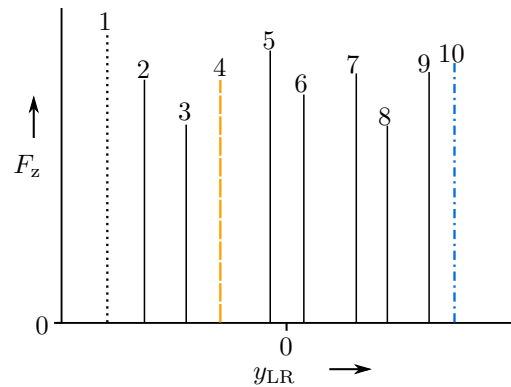
⁵⁵Integration eines 2D-Feldes (x_{LR} , F_z) entlang y_{LR} .



(a) Eckpunkte der konvexen Hülle vor der Interpolation.



(b) Punkte auf der konvexen Hülle in der xz -Ebene nach der Interpolation.



(c) Punkte auf der konvexen Hülle in der yz -Ebene nach der Interpolation.

Abbildung 4.8: Punkte auf der konvexen Hülle vor und nach der Interpolation.

Abbildung 4.8b visualisiert drei der insgesamt zehn Kraftprofile in der xz -Ebene. Die lokalen Extrema entstehen hierbei durch die Profilstollen des Reifens und weisen eine hohe Abhängigkeit von der Reifenposition während der Messung sowie des entsprechenden Reifenprofils auf. Da deren Einfluss auf die Reifenkräfte- und -momente während des Parkierens jedoch sehr gering ist, werden diese nicht berücksichtigt.

Die Kraftverteilung entlang der x_{LR} -Richtung weist auf jedem der drei dargestellten Profile der xz -Ebene die höchste Kraft in der Nähe der Symmetrielinie und somit des Ursprungs des Latsch-Referenzsystems LR auf. Sie ist zudem nahezu symmetrisch um die x_{LR} -Achse. Die Hö-

he der maximalen Kraft variiert bei den drei verschiedenen Kraftprofilen jedoch deutlich. Die Form der Kraftprofile kann, je nach Reifenbetriebsbedingungen und der Position entlang der y_{LR} -Richtung, nahezu rechteckig oder parabolisch sein. Darüber hinaus ist in der Nähe der Kanten in x_{LR} -Richtung ein progressiv abnehmendes Verhalten ersichtlich, welches jedoch auch für jedes Profil unterschiedlich ausfällt.

Die maximale Höhe der zehn Kraftprofile in Abhängigkeit von der y_{LR} -Richtung ist in Abbildung 4.8c dargestellt. Das Profil enthält entlang der y_{LR} Richtung insgesamt fünf Scheitelpunkte, wobei bei allen in Abschnitt 3.3 beschriebenen Messungen höchstens drei Hauptmaxima bzw. Scheitelpunkte in dieser Richtung auftreten. Diese befinden sich vorwiegend in der Mitte und an den Rändern der Aufstandsfläche. Die Profile 1 und 10 liegen sich auf der y_{LR} -Achse gegenüber und stellen die Kräfte auf den beiden äußeren Bereichen der Reifenaufstandsfläche dar. Abbildungen 4.8b und 4.8c zeigen auf, dass beide Profile eine unterschiedliche Form sowie auch Breite und Höhe des Kraftprofils aufweisen. Daraus folgt, dass die Druckverteilung um die y_{LR} -Achse nicht symmetrisch ist.

Da das Modell die Bodendruckverteilung möglichst genau abbilden soll, muss es der Anforderung gerecht werden, folgende Eigenschaften zu integrieren: Die Bodendruckverteilung ist nicht homogen, sondern abhängig von der x_{LR} - und y_{LR} -Richtung des Reifens. Im Gegensatz zur Druckverteilung in x_{LR} -Richtung kann diese in y_{LR} -Richtung nicht per se als symmetrisch abgebildet werden. Die Größe und Form der Kraftprofile weisen eine Abhängigkeit von der y_{LR} -Richtung auf. Hierbei müssen die drei Hauptmaxima des Bodendrucks entlang der y -Achse dargestellt werden können.

Von den in Abschnitt 2.7.2 beschriebenen Bodendruckverteilungsmodellen ist das FRIDA Modell das einzige, welches mit einer geringen Anzahl an Parametern den Bodendruck in Abhängigkeit der x_{LR} - und y_{LR} -Richtung berechnen kann. Es bildet diesen jedoch als symmetrisch in x_{LR} - und y_{LR} -Richtung des Reifens ab. Dadurch ist es nicht in der Lage, die asymmetrische Bodendruckverteilung, welche bei einem Radsturz entlang der y_{LR} -Achse auftritt, zu modellieren. Zudem kann es maximal zwei statt drei Hochdruckspitzen erzeugen, welche jedoch nicht ausreichen, um die in Abbildung 4.8c dargestellte Bodendruckverteilung angemessen zu beschreiben. Um die Bodendruckverteilung des Reifens während des Parkierens im Stand genauer zu berechnen, wird das FRIDA Modell so weiterentwickelt, dass es sowohl eine asymmetrische Bodendruckverteilung als auch mindestens drei Hochdruckspitzen in Reifenquerrichtung abbilden kann.

4.4.2 Modellierung der Bodendruckverteilung

Die Berechnung der Druckverteilung folgt dem Ansatz des in Abschnitt 2.7.2 beschriebenen FRIDA Modells. Bei diesem wird die Funktion $f(x, y)$ zur Berechnung der in Abbildung 4.8b dargestellten Kraftprofile in x_{LR} -Richtung mit einer weiteren Funktion $g(x, y)$ multipliziert, die diese in Abhängigkeit der y_{LR} -Richtung skaliert. Die Funktion $f(x, y)$ zur Beschreibung des Drucks in x_{LR} -Richtung (vgl. Formel 2.15) wird übernommen, wobei jedoch der Krümmungsparameter α durch eine Krümmungsfunktion $B(\hat{y}_{LR})$ ersetzt wird. Durch diese Substitution kann eine Änderung der Kraftprofilkrümmung in Abhängigkeit der y_{LR} -Richtung dargestellt werden. Zur Skalierung der Kraftprofile in Abhängigkeit der y_{LR} -Krümmung wird die FRIDA Funktion $g(x, y)$ durch die Skalierungsfunktion $A(\hat{y}_{LR})$ ersetzt. Im Gegensatz zur FRIDA Funktion $g(x, y)$ ermöglicht dies eine Abbildung der drei Hauptmaxima des Bodendrucks entlang der y_{LR} -Richtung. Die aus den genannten Änderungen folgende Haupt-Modellgleichung, welche die in Abbildung 4.8

dargestellten Kraftprofile in Abhängigkeit der y_{LR} -Richtung bestimmt, lautet:

$$p(x_{LR}, \hat{y}_{LR}) = A(\hat{y}_{LR}) \cdot \left[1 - \left| \frac{x_{LR}}{N_x(\hat{y}_{LR})} \right|^{B(\hat{y}_{LR})} \right], \quad (4.10)$$

$$\text{mit } \hat{y}_{LR} = N_y(x_{LR}, y_{LR})$$

wobei die Bodendruckverteilungsfunktion p in Bezug auf das Latsch-Referenzsystem LR definiert ist. Die Variable \hat{y}_{LR} stellt einen jeweiligen Wert in der y_{LR} -Richtung dar, der auf die Bereiche $[-1, 1]$ normiert ist. Hierbei sind x_{LR} und y_{LR} auf das Latsch-Referenzsystem bezogene x - und y -Koordinaten eines Punktes der Reifenlauffläche, für den der Bodendruck p bestimmt werden soll. Die Funktion $N_x(y_{LR})$ beschreibt die Aufstandsflächenlänge in x_{LR} Richtung an einer Position \hat{y}_{LR} . Die Funktion normiert hierfür den Koordinatenwert von y_{LR} auf die Länge der Reifenaufstandsfläche in x -Richtung. Analog hierzu ist $N_y(x_{LR}, y_{LR})$ eine Funktion zur Abbildung des Koordinatenwertes von y_{LR} auf einen definierten Wertebereich in Abhängigkeit von der Länge der Aufstandsfläche in y -Richtung. $A(\hat{y}_{LR})$ ist eine Skalierungsfunktion, die die Höhe der in Abbildung 4.8 dargestellten Kraftprofile in Abhängigkeit von \hat{y}_{LR} definiert. $B(\hat{y}_{LR})$ ist wiederum eine Krümmungsfunktion, welche die Krümmung der Kraftprofile in Abhängigkeit von \hat{y}_{LR} bestimmt.

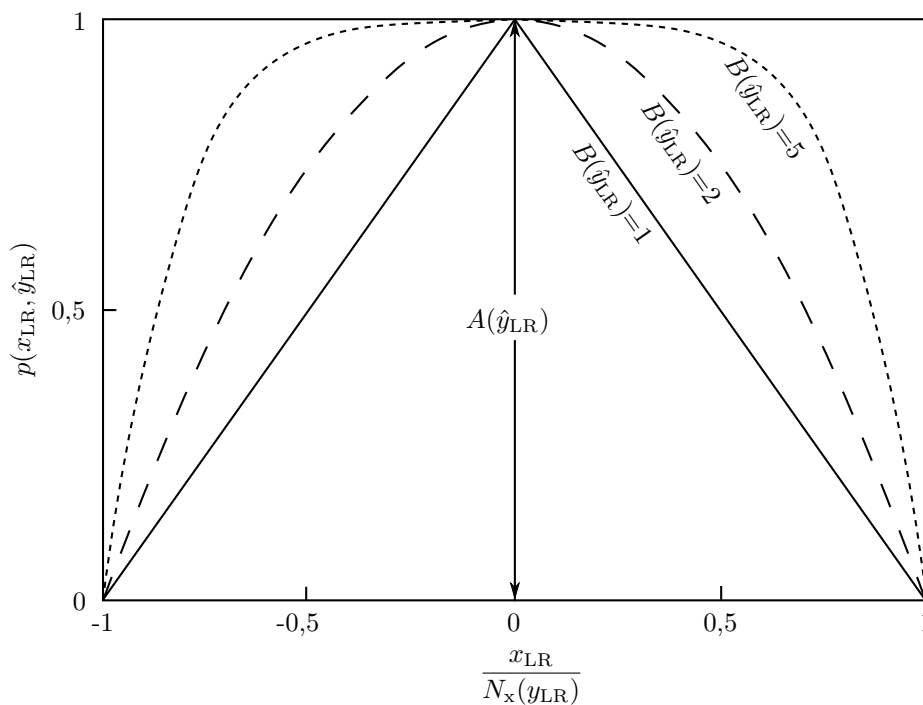


Abbildung 4.9: Berechnung der einzelnen Kraftprofile $p(x_{LR}, \hat{y}_{LR})$. Einfluss der Skalierungsfunktion $A(\hat{y}_{LR})$, der Krümmungsfunktion $B(\hat{y}_{LR})$ und der Normierungsfunktion $N_x(y_{LR})$.

Abbildung 4.9 stellt exemplarisch die mit der Haupt-Modellgleichung $p(x_{LR}, \hat{y}_{LR})$ berechneten Kraftprofile bei einer Variation des Funktionswerts $B(\hat{y}_{LR})$ dar. Hierbei wird ersichtlich, dass unterschiedliche Werte der Krümmungsfunktion $B(\hat{y}_{LR})$ die Krümmung beeinflussen. Die Skalierungsfunktion $A(\hat{y}_{LR})$ skaliert hingegen die Höhe der Profile. Dadurch, dass bei beiden Funktionen

der Funktionswert in Abhängigkeit von \hat{y}_{LR} berechnet wird, ist es möglich, die sich ändernde Höhe und Krümmung der Kraftprofile in y_{LR} -Richtung darzustellen. Hierdurch wird die Berechnung der heterogenen, asymmetrischen Bodendruckverteilung in y_{LR} -Richtung, wie sie bei parkierrelevanten Sturzwinkeln auftritt, realisierbar.

Die Normierungsfunktion $N_x(y_{\text{LR}})$ normiert den Koordinatenwert von x_{LR} auf die Länge einer parallel zum Einheitsvektor $\vec{e}_{x,\text{LR}}$ durch y_{LR} verlaufende Sekante der Reifenaufstandsfläche. Die Sekante schneidet hierbei die zuvor berechnete Umfangskontur der Reifenaufstandsfläche in den zwei Schnittpunkten S_3 und S_4 , wobei die Normierungsfunktion $N_x(y_{\text{LR}})$ definiert ist durch:

$$N_x(y_{\text{LR}}) = |(\vec{S}_3(y_{\text{LR}}) - \vec{S}_4(y_{\text{LR}}))|. \quad (4.11)$$

$N(\hat{y}_{\text{LR}})$ und die normierten \hat{y}_{LR} -Werte ermöglichen die Modellierung der Druckverteilung unabhängig von Form und Größe des Umfangs der Kontaktfläche. Dadurch gelingt es, das gewünschte Druckverteilungsmodell von jedem spezifischen Grenzmodell zu entkoppeln.

Die Abbildungsfunktion $N_y(x_{\text{LR}}, y_{\text{LR}})$ bildet den Koordinatenwert y_{LR} linear auf die Grenzen eines definierten Wertebereichs [$L_1 = -1, L_2 = 1$] ab. Dies erfolgt in Abhängigkeit der Länge der parallel zum Einheitsvektor $\vec{e}_{y,\text{LR}}$ durch y_{LR} verlaufenden Sekante der Reifenaufstandsfläche. Die Sekante schneidet die zuvor berechnete Umfangskontur in den zwei Schnittpunkten S_1 und S_2 . Die Abbildungsfunktion $N_y(x_{\text{LR}}, y_{\text{LR}})$ ist definiert durch:

$$\begin{aligned} N_y(x_{\text{LR}}, y_{\text{LR}}) &= \hat{y} \\ &= f(S_1(x_{\text{LR}}), S_2(x_{\text{LR}}), L_1, L_2, y_{\text{LR}}) \\ &= N_y(S_1(x_{\text{LR}}), S_2(x_{\text{LR}}), L_1, L_2, y_{\text{LR}}) \\ &= \frac{1}{2} \left[(L_1 + L_2) + (L_2 - L_1) \cdot \left[\frac{2y_{\text{LR}} + (S_1(x_{\text{LR}}) + S_2(x_{\text{LR}}))}{S_2(x_{\text{LR}}) - S_1(x_{\text{LR}})} \right] \right]. \end{aligned} \quad (4.12)$$

Analog zur Normierungsfunktion $N(\hat{y}_{\text{LR}})$ ermöglicht die Abbildungsfunktion $N(\hat{x}_{\text{LR}})$ die Entkopplung des Druckverteilungsmodells von einer spezifischen Reifenaufstandsfläche.

Die Skalierungsfunktion $A(\hat{y}_{\text{LR}})$ skaliert die xz -Ebenenprofile in Abhängigkeit von y_{LR} . Sie ist definiert durch:

$$\begin{aligned} A(\hat{y}_{\text{LR}}) &= p_{a1} (\hat{y}_{\text{LR}})^6 + p_{a2} (\hat{y}_{\text{LR}})^5 + p_{a3} (\hat{y}_{\text{LR}})^4 + p_{a4} (\hat{y}_{\text{LR}})^3 + p_{a5} (\hat{y}_{\text{LR}})^2 + p_{a6} \hat{y}_{\text{LR}} + p_{a7} \quad (4.13) \\ &\text{mit } p_{a1..7} \in \mathbb{R} \\ &\text{und } \hat{y} = N_y(x_{\text{LR}}, y_{\text{LR}}), \end{aligned}$$

wobei $p_{a1..7}$ sieben Parameter zur Modellierung der abhängigen Variablen $A(\hat{y}_{\text{LR}})$ sind. $A(\hat{y}_{\text{LR}})$ ist eine Polynomfunktion sechsten Grades. Im Gegensatz zum ursprünglichen FRIDA Modell ist es somit möglich, die drei Hoch- und zwei Tiefpunkte, wie in Abbildung 4.8c dargestellt, abzubilden.

Die Krümmungsfunktion $B(\hat{y}_{\text{LR}})$ bestimmt für jedes Profil der xz -Ebene die Krümmung in Abhängigkeit von y_{LR} . Die Funktion $B(\hat{y}_{\text{LR}})$ ist definiert durch:

$$B(\hat{y}_{LR}) = p_{b1} (\hat{y}_{LR})^2 + p_{b2} \hat{y}_{LR} + p_{b3} \quad (4.14)$$

mit $p_{b1..3} \in \mathbb{R}$

und $\hat{y} = N_y(x_{LR}, y_{LR})$.

Da es sich hierbei um eine Polynomfunktion zweiten Grades handelt, definieren die drei Parameter $p_{b1..3}$ die abhängige Variable $B(\hat{y}_{LR})$. Nachdem die Bodendruckverteilung der Radaufstandsfläche berechnet wurde, werden die Druckwerte, die in den Bereichen der identifizierten Hauptprofilrillen liegen, auf null gesetzt. Hierdurch wird das Längsprofil des Reifens abgebildet.

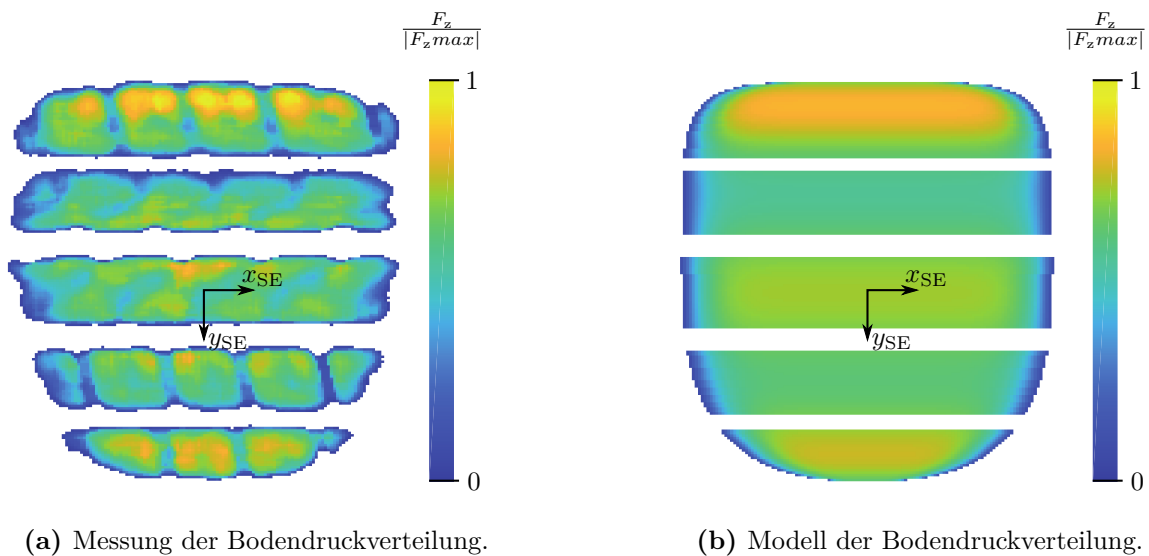


Abbildung 4.10: Vergleich der gemessenen und der modellierten Bodendruckverteilung.

Abbildung 4.10 stellt exemplarisch eine Bodendruckverteilungsmessung und die Annäherung an diese mit dem gesamten Bodendruckverteilungsmodell dar. Es wird ersichtlich, dass das Modell eine ausreichende Annäherung ermöglicht, die erreicht wird, indem sowohl die Form als auch die Höhe der einzelnen Kraftprofile in Abhängigkeit ihrer Position in y_{LR} -Richtung berechnet werden. Durch die Verwendung eines Polynoms sechsten Grades zur Bestimmung der Skalierungsfunktion $A(\hat{y}_{LR})$ können zudem alle drei auftretenden Kraftspitzen in y_{LR} -Richtung modelliert werden. Eigenschaften, welche einen geringeren Einfluss auf die berechneten Reibungskräfte aufweisen, werden nicht abgebildet. So wird beispielsweise die Druckverteilung in der Reifenaufstandsfläche deutlich homogener modelliert und die sekundären Querprofilrillen des Reifens finden keine Berücksichtigung.

Insgesamt enthält das Modell zur Berechnung der Bodendruckverteilung sieben Parameter $p_{a1..7}$ der Skalierungsfunktion $A(\hat{y}_{LR})$ und drei Parameter $p_{b1..3}$ der Krümmungsfunktion $B(\hat{y}_{LR})$. Diese Parameter sind abhängig von den Reifeneigenschaften sowie den Betriebsbedingungen Radlast, Fülldruck und Sturz. Die Identifikation dieser zehn Parameter ist im folgenden Abschnitt beschrieben.

4.4.3 Parameteridentifikation der Bodendruckverteilung

Die Parameter des Bodendruckverteilungsmodells werden auf Basis der in Abschnitt 3.3 beschriebenen Messungen und der zuvor parametrisierten Umfangskonturfunktion identifiziert. Hierfür werden zuerst die Funktionswerte der Funktionen $A(\hat{y}_{LR})$ und $B(\hat{y}_{LR})$ für jedes Kraftprofil in y_{LR} bestimmt. Anhand der Funktionswerte in Abhängigkeit von y_{LR} erfolgt dann die Bestimmung der Parameter $p_{a1..7}$ und $p_{b1..3}$ der Funktionen $A(\hat{y}_{LR})$ und $B(\hat{y}_{LR})$.

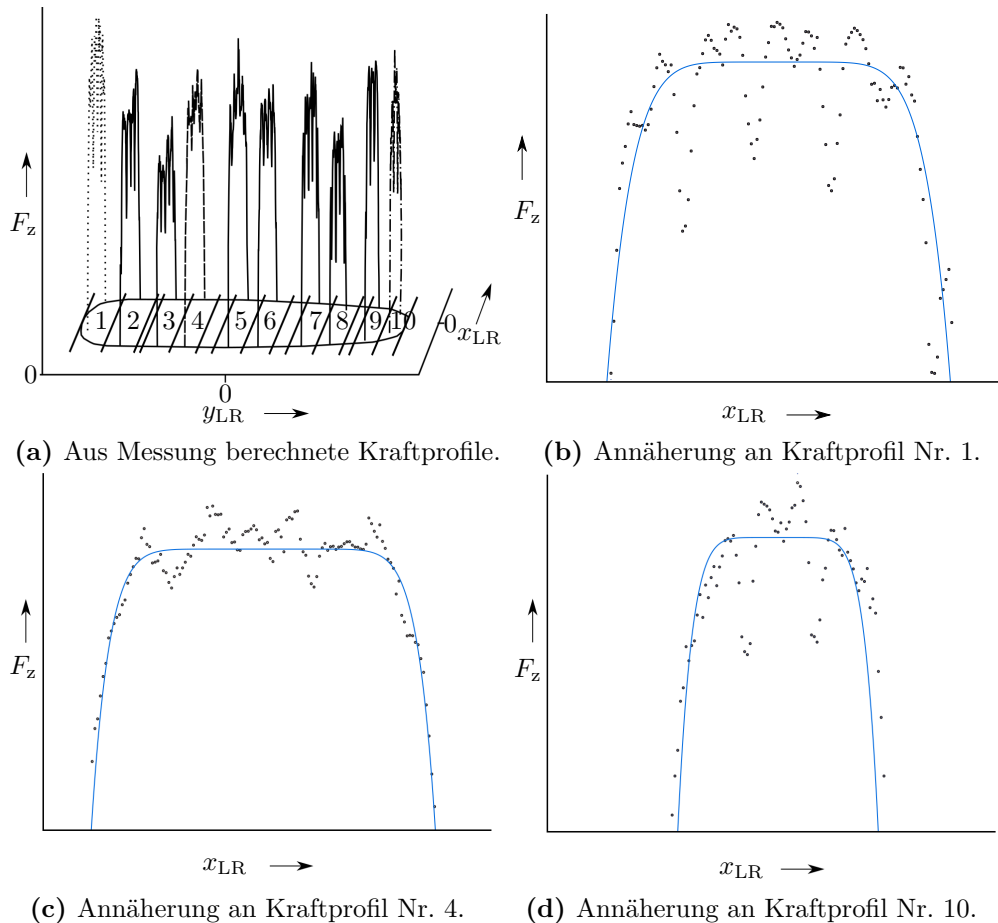


Abbildung 4.11: Annäherung und Identifikation der Funktionswerte von $A(\hat{y}_{LR})$ und $B(\hat{y}_{LR})$ mit Hilfe der Funktion $p(x_{LR}, \hat{y}_{LR})$. Ein Beispiel anhand von drei verschiedenen Kraftprofilen.

Abbildung 4.11a zeigt die Einteilungen der Druckverteilungen in xz -Ebene entlang der Symmetrielinie der Reifenaufstandsfläche. Diese Sektionen werden automatisch mit einem rekursiven Algorithmus erstellt, der die Größe jeder Einteilung auf einen maximalen und minimalen Wert begrenzt. Die Werte sind untereinander betragsgleich, jedoch für jeden Reifentyp spezifisch.

In den Abbildungen 4.11b bis 4.11d sind die xz -Ebenenprofile dreier einzelner Sektionen dargestellt. Nachdem diese berechnet worden sind, wird die Funktion $p(x_{LR}, \hat{y}_{LR})$ an jedes einzelne Profil angepasst. Hierbei werden für jedes der, in diesem Beispiel zehn, Kraftprofile die entsprechenden Funktionswerte für $A(\hat{y}_{LR})$ und $B(\hat{y}_{LR})$ für jedes der xz -Ebenenprofile entlang der y_{LR} -Achse bestimmt. Die Kraftprofile und die entsprechend angepassten Funktionen sind in Abbildung 4.11 für drei verschiedene xz -Ebenenprofile zu sehen. Die schwarzen Punkte stellen die Mittelwerte dar,

aus denen sich die xz -Ebenenprofile der Messung zusammensetzen, während die blauen Kurven das an diese Datenpunkte angepasste Modell zeigen.

Im nächsten Schritt werden die Funktionsparameter $p_{a1..7}$ und $p_{b1..3}$ der Funktionswerte $A(\hat{y}_{LR})$ und $B(\hat{y}_{LR})$ identifiziert. Basierend auf den Funktionswerten berechnet hierfür die MATLAB-Funktion „polyfit“ die Parameter der beiden Polynomfunktionen $A(\hat{y}_{LR})$ und $B(\hat{y}_{LR})$. Die Parameter $p_{a1..7}$ der Funktion $A(\hat{y}_{LR})$ werden mit einem Polynom sechsten Grades bestimmt. Angesichts der Tatsache, dass der Druck an den Rändern der Reifenaufstandsfläche auf 0 fällt, werden für jede Messung zwei zusätzliche künstliche Werte für $A(\hat{y}_{FP})$ mit dem Wert null erzeugt, die genau auf -1 und 1 entlang der \hat{y}_{FP} -Achse positioniert sind. Dies zwingt das Fitting des Polynoms sechsten Grades dazu, an den Rändern immer auf null zurückzufallen. Im Gegensatz zur Funktion $A(\hat{y}_{FP})$ werden die Parameter $p_{b1..3}$ der Funktion $B(\hat{y}_{LR})$ mit einem Polynom zweiten Grades berechnet.

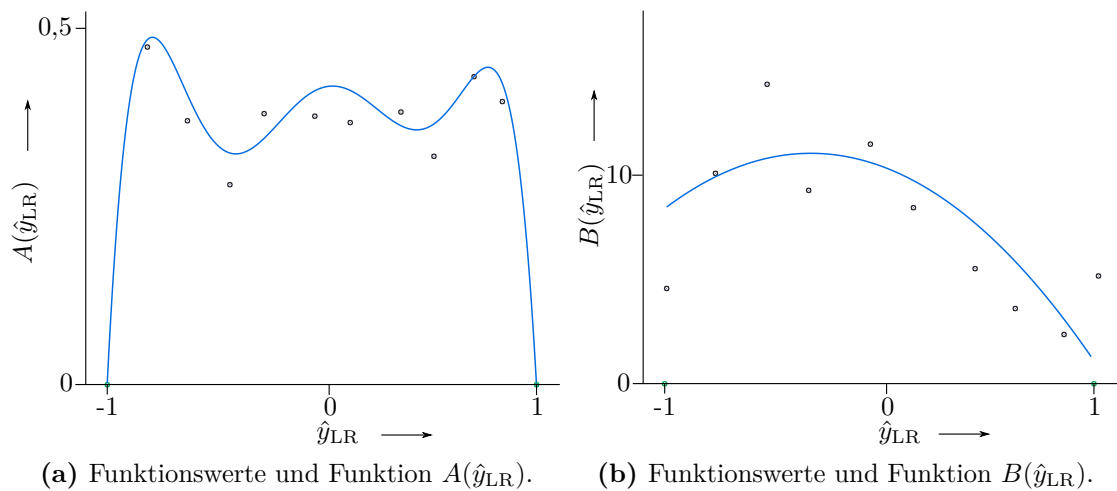


Abbildung 4.12: Identifizierte Funktionswerte der einzelnen Kraftprofile (schwarze Punkte) sowie die Annäherung an diese mit den in blau dargestellten parametrisierten Funktionen $A(\hat{y}_{LR})$ und $B(\hat{y}_{LR})$.

Abbildung 4.12 stellt die im vorangegangenen Schritt bestimmten Funktionswerte für $A(\hat{y}_{LR})$ (Abbildung 4.12a) und $B(\hat{y}_{LR})$ (Abbildung 4.12b) in schwarzen Kreisen dar. Die Funktionen $A(\hat{y}_{LR})$ und $B(\hat{y}_{LR})$ mit den identifizierten Parametern $p_{a1..7}$ und $p_{b1..3}$ sind blau gefärbt. Es wird ersichtlich, dass die Funktion $A(\hat{y}_{LR})$ die drei Druckspitzen im Reifenzentrum und an den Außenflächen abbilden kann. Bei der Funktion $B(\hat{y}_{FP})$ ist die Abweichung der Funktion an die identifizierten Funktionswerte signifikanter, insbesondere bei hohen Werten. Da dieser Parameter jedoch im Exponenten der Gleichung 4.10 liegt, haben die höheren Werte geringere Auswirkungen auf die resultierende Form der Kraftprofile. Daher erfasst diese Funktion mit einem Polynom zweiten Grades die darzustellenden Krümmungseigenschaften ausreichend genau.

Anhand der in diesem Abschnitt beschriebenen Parameteridentifikation werden für jede einzelne Bodendruckverteilungsmessung automatisiert die entsprechenden Parameterdatensätze erzeugt. Die Parameter liegen dann für alle Betriebspunkte, an denen ein Reifen vermessen und parametrisiert wurde, vor. Um sie auch für parkierrelevante Betriebspunkte zu identifizieren, bei welchen der Reifen nicht vermessen wurde, werden Regressionsmodelle verwendet. Die Erläuterung dafür erfolgt im nächsten Abschnitt.

4.5 Regressionsmodelle

Die im Rahmen dieser Arbeit entwickelten Modelle können die Bodendruckverteilung sehr gut modellieren, wenn sie mit Messdaten für spezifische Reifen parametrisiert werden. Um diese Modelle jedoch in der Gesamtfahrzeugsimulation verwenden zu können, ist ein zusätzliches Regressionsverfahren erforderlich. Basierend auf den Eingangssignalen (z.B. Radlast, Fülldruck, Sturz) prognostizieren die Regressionsmodelle dann die Parameter der Umfangskontur- und der Druckverteilungsfunktion. Dies ist erforderlich, da während einer Simulation die Reifenzustandsparameter beliebige Werte innerhalb des genannten Bereichs annehmen können und nicht nur die spezifischen Reifenzustandsparameter, für die die Bodendruckverteilung gemessen wurde.

Es sollen zwei Regressionsmodelle mit Hilfe von maschinellen Lernverfahren trainiert werden. Eines der Modelle für die Prognose der Parameter des Reifenaufstandsflächenmodells und das andere für die Parameter des Druckverteilungsmodells. Die erforderlichen Eingangsgrößen sind für beide Regressionsmodelle gleich und bestehen aus den Reifeninformationen zur Dimension, dem Lastindex, dem Sturzwinkel, der Radlast und dem Fülldruck. Die erforderlichen Ausgaben sind die acht Parameter a , b_{12} , b_{34} , n_{12} , n_{34} , m_{12} , m_{34} und ${}_{\text{LR}}\vec{r}_{\text{SE}}$ für das Reifenaufstandsflächenmodell sowie die zehn Parameter $p_{a1\dots7}$ und $p_{b1\dots3}$ des Druckverteilungsmodells.

Für jeden der Reifen, bei dem eine Messung der Bodendruckverteilung gemäß der in Abschnitt 3.3 beschriebenen Methode vorliegt, wird ein Regressionsmodell erstellt. Anhand der Messungen und der beschriebenen Parameteridentifikation werden von jedem Reifentyp Datensätze von entsprechenden Eingabe- und Ausgabeinformationen erstellt, welche für das Trainingsmodell der Regressionsmodelle bestimmt sind. Die Datensätze sind in drei Tabellen organisiert. Die erste Tabelle enthält die Eingangsvariablen und die anderen beiden die jeweiligen Ausgangsparameter für die Modelle zur Berechnung der Aufstandsfläche und der Druckverteilung.

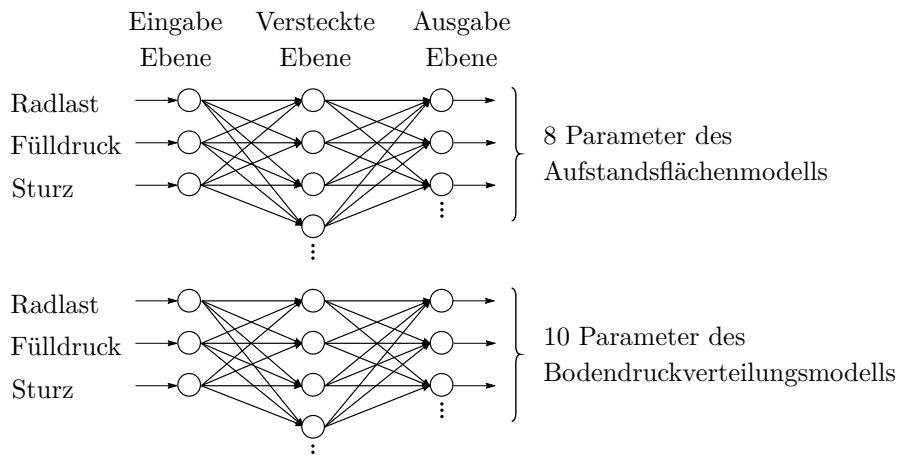


Abbildung 4.13: Veranschaulichung der Architektur des neuronalen Feedforward-Netztes.

Es wird dabei der Trainingsalgorithmus der Bayes'schen⁵⁶ Regularisierung aus dem MATLAB-Tool „Neuronales Fitting“ verwendet. Nach (The MathWorks Inc., 2015) benötigt die-

⁵⁶Die Bayes'sche Regularisierung ist ein mathematischer Prozess, der eine nichtlineare Regression in ein „gut gestelltes“ statistisches Problem in der Art einer Ridge-Regression umwandelt (Livingstone, 2008).

ser Algorithmus mehr Zeit als andere, führt dafür jedoch auch zu einer guten Allgemeingültigkeit auch für kleine oder verrauschte Datensätze. Der verwendete Trainingsalgorithmus, welcher aus einem standardmäßigen, zweischichtigen Feedforward-Neuronennetz⁵⁷ mit einer verborgenen Schicht und einer Ausgabeschicht besteht, ist in Abbildung 4.13 dargestellt.

Die Ausgabeschichten enthalten für jedes Modell die gleiche Anzahl von Neuronen als Ausgabeparameter. Die Menge der verborgenen Neuronen variiert je nach Modell und Daten und wird mit n_u und n_p angegeben. Die Tabellen 4.2 und 4.3 zeigen eine Zusammenfassung einiger wichtiger Modellparameter, die für das Training verwendet wurden, sowie die resultierenden R^2 -Werte der Regression für die Trainings- und Testdatensätze.

Tabelle 4.2: Eigenschaften des neuronalen Netzes für das Aufstandsflächenmodell.

Reifen	n_u	Training/Test in %	R^2 Training	R^2 Test
1	17	85/15	0.9895	0.9818
2	10	85/15	0.9836	0.9821
3	17	85/15	0.9840	0.9872
4	15	85/15	0.9866	0.9856
5	15	85/15	0.9877	0.9862
6	17	85/15	0.9894	0.9875
7	17	85/15	0.9856	0.9852

Tabelle 4.3: Eigenschaften des neuronalen Netzes für das Druckverteilungsmodell.

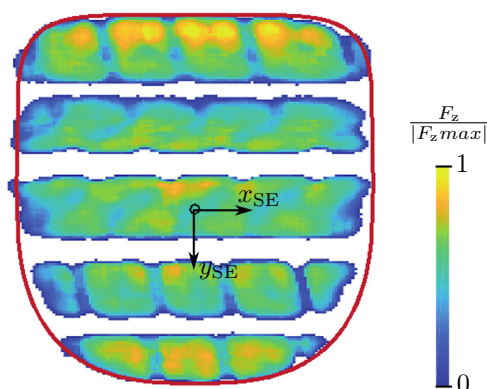
Reifen	n_p	Training/Test in %	R^2 Training	R^2 Test
1	20	85/15	0.9776	0.9765
2	20	85/15	0.9848	0.9824
3	20	85/15	0.9788	0.9791
4	12	85/15	0.9612	0.9660
5	15	85/15	0.9602	0.9510
6	20	85/15	0.9804	0.9770
7	15	85/15	0.9746	0.9754

Das Training wird iterativ durchgeführt, indem die Menge verborgener Neuronen variiert wird. Es wird diejenige Menge an verborgenen Neuronen gewählt, welche die besten R^2 -Koeffizienten für die Trainings- und Testdatensätze liefert. Über- und Unteranpassungen werden aktiv verhindert, indem sichergestellt wird, dass die Regressionskoeffizienten des Trainings mit denen des Testdatensatzes vergleichbar sind. Darüber hinaus hilft eine visuelle Analyse des Regressionsplots bei der Bewertung, inwiefern das Modell zufriedenstellend ist oder nicht.

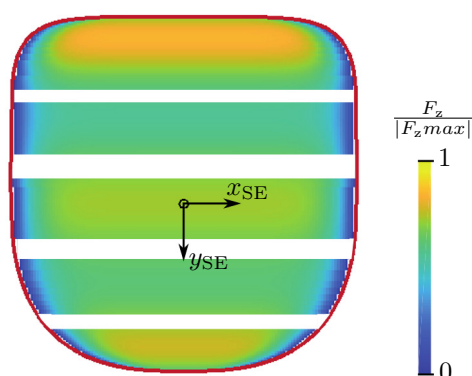
Das finale Regressionsmodell wird entsprechend Abbildung 4.2 in die Simulationsumgebung eingebunden. Das Reifenkarkassenmodell liefert die Eingangsvariablen, für welche die Aufstandsfläche und die Druckverteilung modelliert werden sollen. Die Eingangsvariablen werden an das entsprechende neuronale Netz weitergeleitet, welches dann die Parameter für die in Abschnitt 4.3.2

⁵⁷Ein Feedforward-Neuronennetz ist ein künstliches neuronales Netz, bei dem die Verbindungen zwischen den Knoten keinen Zyklus bilden. Somit bewegt sich in diesem Netz die Information nur in eine Richtung - von den Eingangsknoten über die versteckten Knoten (falls vorhanden) bis zu den Ausgangsknoten.

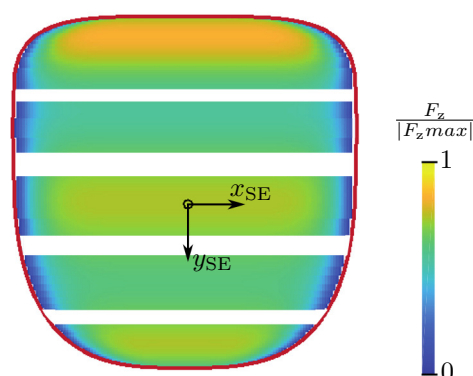
und 4.4.2 beschriebenen Modelle erzeugt. Diese Modelle verwenden dann diese prognostizierten Parameter, um die Bodendruckverteilung in der Reifenaufstandsfläche zu berechnen.



(a) Gemessene Bodendruckverteilung.



(b) Simulierte Bodendruckverteilung.
Parametrierung durch Messungen.



(c) Simulierte Bodendruckverteilung.
Parametrierung durch Regressionsmodelle.

Abbildung 4.14: Vergleich einer gemessenen und zwei simulierten Bodendruckverteilungen.

Abbildung 4.14 zeigt einen Vergleich zwischen einer gemessenen (vgl. Abbildung 4.14a) und zwei simulierten Bodendruckverteilungen (vgl. Abbildungen 4.14b und 4.14c). Die beiden simulierten Bodendruckverteilungen wurden mit dem in diesem Kapitel beschriebenen Bodendruckverteilungsmodell berechnet, wobei deren Parameter auf unterschiedliche Weise bestimmt wurden. Bei der in Abbildung 4.14b dargestellten Bodendruckverteilung erfolgte die Parameteridentifikation direkt basierend auf der in Abbildung 4.14a dargestellten Messung. Bei der in Abbildung 4.14c dargestellten Druckverteilung wurden die Modellparameter hingegen vom Regressionsmodell prognostiziert. Es wird ersichtlich, dass die Simulation mit den vom Regressionsmodell berechneten Parametern nur geringe Abweichungen zu einer Simulation aufweist, bei der die Modellparameter anhand von Messungen direkt identifiziert wurden. Eine detaillierte Analyse der Modellqualität des gesamten Reifenmodells, bei welchem das in diesem Abschnitt beschriebene Regressionsmodell ein elementarer Bestandteil ist, wird in Kapitel 5.1 durchgeführt.

4.6 Karkassenmodell

Das von SHAO in (Shao et al., 2021) beschriebene Karkassenmodell modelliert die Steifigkeit und Dämpfung des Reifengürtels um den Radmittelpunkt. Es bildet somit die Schnittstelle zwischen diesem und den einzelnen Reibungselementen in der Kontaktfläche zwischen Reifen und Fahrbahn ab. Das Karkassenmodell modelliert die Felge und die Reifenlauffläche mit Hilfe zweier elastisch verbundener, starrer Ringe. Diese Art der Modellierung wird auch als „Rigid Ring“⁵⁸ bezeichnet. Für einen klaren Bezug der Richtungen werden drei kartesische Koordinatensysteme eingeführt, welche dreidimensional sind und der Rechtsregel entsprechen:

- Das in Abschnitt 2.1 beschriebene ortsfeste Inertialsystem, welches auf dem Boden fixiert ist, trägt den Index „ E “ und wird auch als E -KOS bezeichnet. Im Folgenden wird der Vektor x_X verwendet, um die Lage eines Punktes „ X “ relativ zum Ursprung des Inertialsystems zu bezeichnen.
- Das Felgen-Koordinatensystem R -KOS, welches den Index „ R “⁵⁹ trägt, ist fest mit der Felge verbunden. Der Ursprung x_R liegt in der Mitte der Felge, die y -Achse steht senkrecht zur Ringebene, die anfängliche x -Achse verläuft parallel zum Boden und die initiale z -Achse ist nach oben gerichtet. Der einzige Unterschied dieses Koordinatensystems zu dem in Abschnitt 2.1 beschriebenen TYDEX- C System ist, dass es fest mit der Felge verbunden ist. Es rotiert somit mit der Felge um die y -Achse des Reifens.
- Das Gürtelring-Koordinatensystem B -KOS, welches den Index „ B “⁶⁰ trägt, ist am Gürtelring mit dem Ursprung x_B in dessen Mitte fixiert. Die y -Achse ist senkrecht zur Ringebene. Im unbelasteten Zustand überschneidet sie sich mit dem Felgen-Koordinatensystem.

Die Messung der Reifenkarkassenverformung erfolgte mit dem in Abschnitt 3.2.1 entwickelten Reifenprüfstand. Dabei wurde der Fahrzeugreifen in verschiedene Richtungen relativ zur Fahrbahn bewegt. Um die Verformung zwischen Felge und Gürtelring zu modellieren, schlägt SHAO in (Shao et al., 2021) vier Freiheitsgrade zur Beschreibung der Relativbewegung vor. Diese sind:

- y_B^R : Translation des Gürtelrings in y_R -Richtung des Felgen-Koordinatensystems.
- φ_B^R : Rotation des Gürtelrings um die x_R -Achse des Felgen-Koordinatensystems.
- θ_B^R : Rotation des Gürtelrings um die y_R -Achse des Felgen-Koordinatensystems.
- ψ_B^R : Rotation des Gürtelrings um die z_R -Achse des Felgen-Koordinatensystems.

Unter Berücksichtigung der Materialeigenschaften von Gummi wird die Elastizität der Reifenkarkasse in jedem Freiheitsgrad durch ein einfaches rheologisches Element modelliert, welches in Abbildung 4.15 dargestellt ist. Aufgrund der radialen Symmetrie des Reifens sind die Parameter für die Drehung um die x -Achse φ_B^R und die z -Achse ψ_B^R gleich. Die Bewegungsgleichungen für die Verformung in jeden Freiheitsgrad können leicht abgeleitet werden, beispielsweise in der translatorischen Verschiebung y_B^R des Gürtelrings:

⁵⁸Rigid Ring ist die englische Bezeichnung für „starrer Ring“.

⁵⁹„ R “ steht dabei für „Rim“, der englischen Bezeichnung für die Felge.

⁶⁰„ B “ steht dabei für „Belt“, der englischen Bezeichnung für Gürtel.

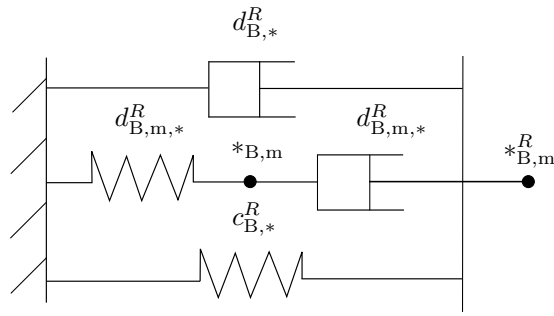


Abbildung 4.15: Rheologisches Modell für die Elastizität der Reifenkarkasse. Je nach entsprechendem Freiheitsgrad steht * für y , θ , ψ oder φ (Shao et al., 2021).

$$\begin{aligned} d_{B,y}^R \dot{y}_B^R + d_{B,m,y}^R (\dot{y}_B^R - \dot{y}_{B,m}^R) + c_{B,y}^R y_B^R &= f_{B,y}^R, \\ d_{B,m,y}^R (\dot{y}_B^R - \dot{y}_{B,m}^R) - c_{B,m,y}^R y_{B,m}^R &= 0, \end{aligned} \quad (4.15)$$

wobei $f_{B,y}^R$ die Kraft auf den Gürtelring entlang der y_R -Achse bezeichnet.

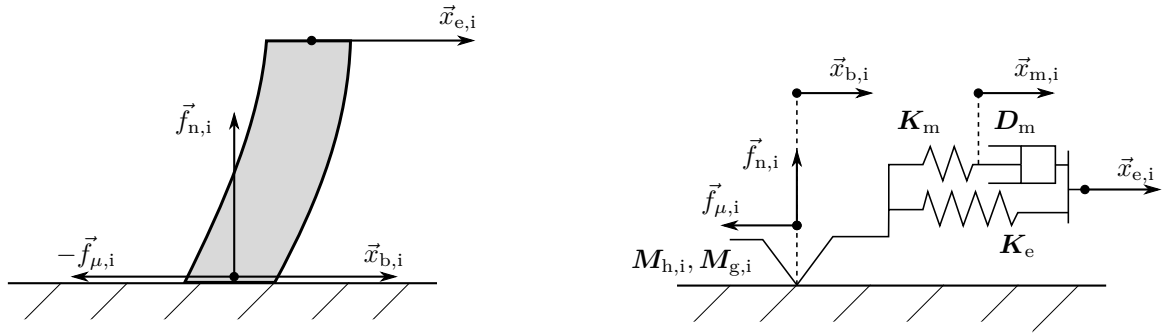
Zusätzlich wird ein Voigt-Element⁶¹, das aus je einem Feder-Dämpfer-Element besteht, zur Modellierung der vertikalen Elastizität des Reifens relativ zum Boden verwendet. Die Federsteifigkeit kann dabei, abhängig von verfügbaren Messungen, entweder eine Konstante oder eine Umsetzungstabelle (engl. „Lookup-Table“) sein. Ein komplexeres Vertikaldynamikmodell ist für das Lenken im Stand oder bei geringer Fahrzeuggeschwindigkeit nicht erforderlich.

4.7 Bürsten-Reibungsmodell

Beim Parkieren im Stand führt die komplexe Bewegung des Reifens zu verschiedenen lokalen Reibungsverhaltensweisen zwischen den Reifenaufläichen und dem Boden. Um diese über die Kontaktfläche variierenden Verhaltensweisen zu modellieren, wird von SHAO (Shao et al., 2021) ein Bürstenmodell verwendet, wie in Abbildung 4.16 dargestellt ist.

Die Borsten des Bürstenmodells sind auf einer Platte verteilt, welche die Reifenseite der Aufstandsfläche darstellt und horizontal an den Gürtelring gebunden ist. Die Platte mit den Borstenelementen wird dabei größer modelliert als die mögliche Aufstandsfläche. Es werden nur jene Borsten aktiviert, welche innerhalb der berechneten Aufstandsfläche liegen. Deaktivierte Borsten werden initial in einen unbelasteten Zustand versetzt. Auf diese Weise kann der Mechanismus des Eintritts neuer, unbelasteter Elemente in die Aufstandsfläche und des Austritts belasteter Laufächenelemente aus der Aufstandsfläche gut modelliert werden. Dies geschieht, wenn das Rad rollt oder die Aufstandsfläche ihre Form aufgrund einer variierenden Radlast oder eines Sturzes ändert.

⁶¹Das Voigt-Element ist ein konzeptionelles, mechanisches Modell, das als Analogie zum Verformungsverhalten von viskoelastischen Materialien dient. Es besteht aus einer nebeneinander (parallel) angeordneten elastischen Feder und einem viskosen Dämpfer, die an beiden Enden starr verbunden sind. Wenn die Enden auseinandergezogen werden, trennen sie sich allmählich und immer langsamer, bis die Feder auf eine Länge gedehnt ist, die der Zugkraft geteilt durch die Federsteifigkeit (Federkonstante) entspricht, wenn die Bewegung stoppt (Gooch, 2010).



(a) Darstellung als Gummiborste.

(b) Darstellung durch Federn, Dämpfer und einem Reibungselement.

Abbildung 4.16: Borstenreibung des Bürstenmodells (Shao et al., 2021).

Für eine realistischere Modellierung des Reibungsverhaltens hat SHAO in (Shao et al., 2021) ein Reibungsmodell für die Gummireibung entwickelt, welches bei der Modellierung der Borsten Anwendung findet. Um die Bewegungsgleichungen für das Bürstenmodell zu formulieren, wird neben dem in Abschnitt 3.3.3.1 erläuterten Latsch-Referenzsystem (*LR*-KOS), indiziert mit „*LR*“, das Bodenkoordinatensystem *G*-KOS mit dem Index „*G*“⁶² eingeführt. Das temporäre *G*-KOS überlappt das *LR*-KOS zu jedem Zeitpunkt. Es ist jedoch fest mit dem Boden verbunden und somit ein Inertialsystem. Es gilt zu beachten, dass sowohl das *LR*-KOS als auch das *G*-KOS temporär sind. Das bedeutet, dass für jeden Zeitpunkt ein eindeutiges *LR*- und *G*-KOS existiert, welches entsprechend der aktuellen Position und Orientierung des Gürtelrings relativ zum Boden definiert ist.

Die Geschwindigkeit $\dot{\vec{x}}_{LR}$ des *LR*-KOS an seinem Ursprung ist parallel zur Bodenoberfläche und wird durch die Translations- und Rotationsgeschwindigkeit des Gürtelrings $\dot{\vec{x}}_B$ und $\dot{\vec{\omega}}_B$ wie folgt bestimmt:

$$\dot{\vec{x}}_{LR} = (\dot{\vec{x}}_B \cdot \vec{e}_{G,x})\vec{e}_{G,x} + (\dot{\vec{x}}_B \cdot \vec{e}_{G,y})\vec{e}_{G,y} + \dot{\vec{\omega}}_B \times (\vec{x}_{LR} - \vec{x}_B), \quad (4.16)$$

wobei $\vec{e}_{X,x/y/z}$ allgemein den *x/y/z*-Basisvektor eines Koordinatensystems „*X*“ (im obigen Fall „*G*“) bezeichnet. Die Projektion von $\dot{\vec{x}}_B$ auf den Boden oder die *xy*-Ebene vom *G*-KOS ist dabei $(\dot{\vec{x}}_B \cdot \vec{e}_{G,x})\vec{e}_{G,x} + (\dot{\vec{x}}_B \cdot \vec{e}_{G,y})\vec{e}_{G,y}$. Die Winkelgeschwindigkeit $\dot{\vec{\omega}}_{LR}$ des *LR*-KOS entspricht der Projektion von $\dot{\vec{\omega}}_B$ auf die z_{LR} -Achse des *LR*-KOS, d.h.:

$$\dot{\vec{\omega}}_{LR} = (\dot{\vec{\omega}}_B \cdot \vec{e}_{G,z})\vec{e}_{G,z}. \quad (4.17)$$

Die Borsten sind gleichmäßig verteilt und werden mit ihren Oberseiten an die Reifenseite der Aufstandsfläche (*xy*-Ebene des *LR*-KOS) mit dem Abstand d_x und d_y entlang der *x*- und *y*-Achse vom *G*-KOS angebunden. Die Unterseiten der Borsten werden mit der Normalkraft auf den Boden gedrückt:

$$\vec{f}_{n,i} = f_{n,i}\vec{e}_{G,z}, i = 1, \dots, n_e, \quad (4.18)$$

⁶² „*G*“ steht dabei für „Ground“, der englischen Bezeichnung für den Boden.

wobei n_e die Anzahl der Borsten und $f_{n,i}$ eine nicht-negative Zahl ist, die durch das Bodendruckverteilungsmodell entsprechend der Position der Bürste i bestimmt wird. Die Geschwindigkeit $\dot{\vec{x}}_{e,i}$ der Borstenoberseite i wird aus der translatorischen und rotatorischen Geschwindigkeit vom G -KOS wie folgt abgeleitet:

$$\dot{\vec{x}}_{e,i} = \dot{\vec{x}}_{LR} + \vec{\omega}_{LR} \times (\vec{x}_{e,i} - \vec{x}_{LR}). \quad (4.19)$$

Jede der Borsten wird durch ein Reibungsmodell, wie es in Abbildung 4.16 dargestellt ist, mit den gleichen Parametern beschrieben. Die Variablen, Parameter und Bewegungsgleichungen des Borstenreibungsmodells sind in Anhang C von Tabelle C.1 bis C.4 aufgeführt. Die resultierende Kraft und das Drehmoment des Bürstenmodells auf den Gürtelring (im Ursprung des LR-KOS) sind wie folgt gegeben:

$$\vec{f}_{LR} = \sum_{i=1}^{n_e} \vec{f}_{\mu,i} + \vec{f}_{n,i} \quad (4.20)$$

$$\vec{M}_{LR} = \sum_{i=1}^{n_e} \vec{x}_{b,i} \times (\vec{f}_{\mu,i} + \vec{f}_{n,i}). \quad (4.21)$$

Neben der Berechnung der Reifenkräfte und -momente ermöglicht das Bürstenreibungsmodell die Visualisierung der Reibung im Reifen-Fahrbahn-Kontakt. Anhand dieser kann der Aufbau der Reifenkräfte und -momente simulativ analysiert werden. Abbildung 4.17 stellt hierzu exemplarisch die Simulation des Bohrmoments bei 6° Sturz und aufeinander folgenden Zeitschritten $t_{0..3}$ dar.

Die Quadrate und orangenen Pfeile symbolisieren die Reibungselemente (Borsten) im Zustand der Haftreibung, wohingegen die Kreise und blauen Pfeile die Gleitreibung indizieren. Die Länge der Pfeile visualisiert die Borstenausdehnung und somit die Höhe der Reibkraft. Für eine übersichtlichere Darstellung wird nur die Borstenausdehnung der in positiver y_{SE} -Richtung liegenden Kontaktflächenelemente abgebildet.

In der Ausgangsposition t_0 bewegt sich der Reifen noch nicht, weshalb lediglich die Vertikalkräfte F_z auf die Kontaktflächen wirken. Wird der Reifen nun um die z_{SE} -Achse gedreht, beginnen sich die Borsten auszudehnen (vgl. t_1). Hierbei liegt noch Haftreibung in nahezu allen Reibungselementen vor. Ab dem Schritt t_2 gehen die Borsten teilweise in Gleitreibung über, wobei mit fortschreitender Reifenrotation der Anteil dieser steigt (vgl. t_3).

Die Abhängigkeit des Bürstenreibungsmodells von der Druckverteilung geht insbesondere aus Zeitschritt t_2 hervor. Trotz höherer Verschiebung verbleiben einige Reibungselemente an der Reifenflanke im Zustand der Haftreibung (gelbe Quadrate) während andere, näher am Drehzentrum⁶³ liegende Elemente, bereits gleiten (türkisene und grüne Kreise). Bei diesen ist aufgrund des Druckverteilungsmodells die Vertikalkraft höher als bei jenen, die sich näher am Drehzentrum befinden und bereits gleiten.

⁶³Das Drehzentrum liegt in diesem Beispiel im Ursprung des SE -KOS.

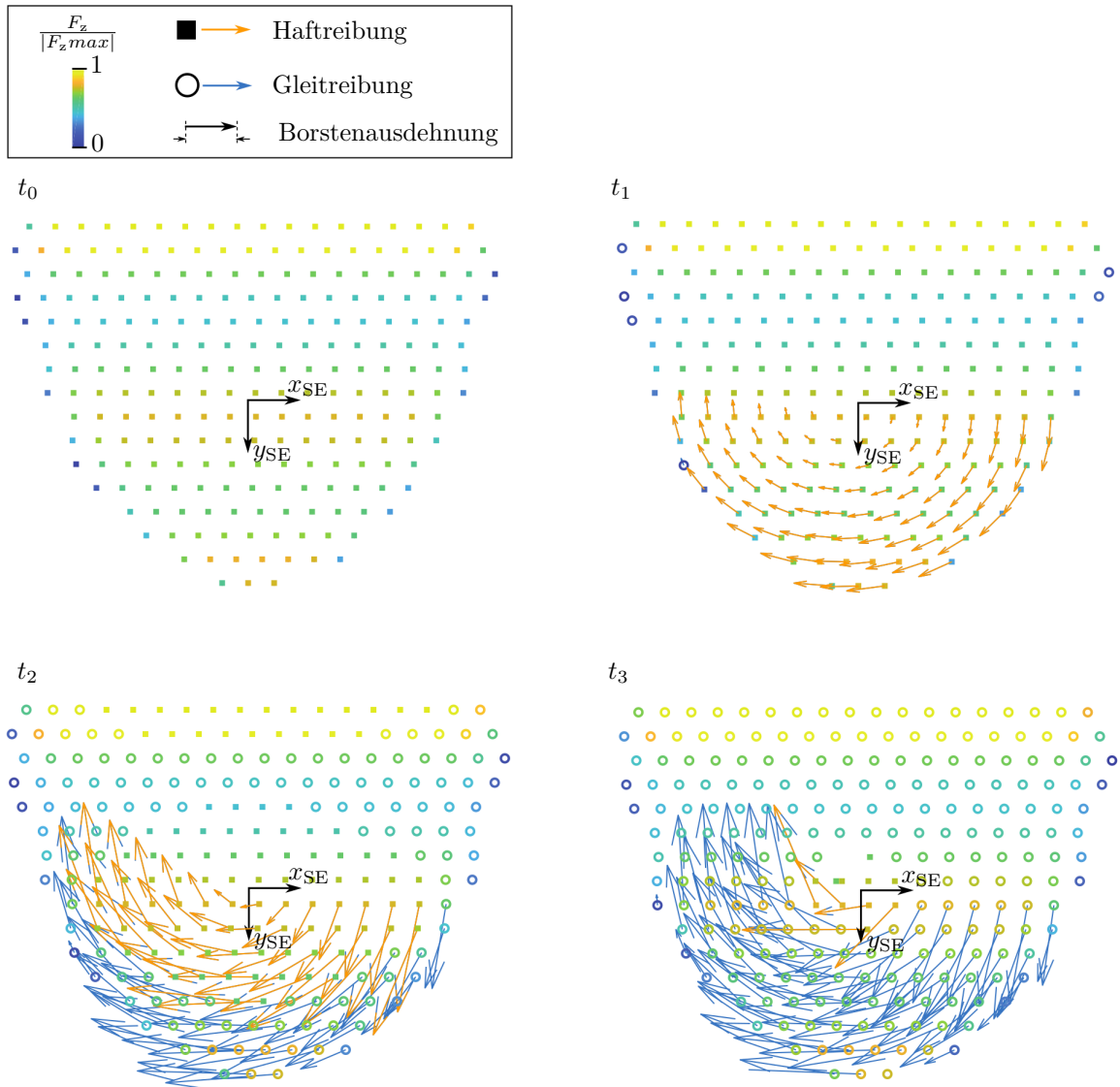


Abbildung 4.17: Reibungszustände und Borstenausdehnung der Kontaktflächenelemente zu verschiedenen Zeitpunkten $t_{0..3}$ einer Bohrmomentsimulation bei 6° Sturz.

Validierung und Bewertung der Reifenmodelle

In diesem Kapitel werden sowohl das neu entwickelte SupERRB-Tire Reifenmodell als auch das bestehende FTire Modell für die Simulation des Standparkiermanövers validiert. Im Anschluss werden beide Modelle hinsichtlich ihrer Eignung im Lenkungs-auslegungsprozess bewertet.

5.1 Validierung

Im Fokus der Validierung der Reifenmodelle steht zu Beginn dieses Abschnitts das Modellverhalten auf Gesamtfahrzeugebene, da die hierbei wirkende maximale Zahnstangenkraft entscheidend für die Lenkungsauslegung ist. Im Anschluss erfolgt eine Auswertung der in dieser Arbeit im Fokus stehenden Bodendruckverteilung. Grundlage für die Validierung der Reifenmodelle sind die in Kapitel 3 beschriebenen, neu entwickelten Messmethoden, wobei die Reifen- und Bodendruckverteilungsmessungen auch zur Parametrierung der Reifenmodelle dienen. Die Modelle werden hinsichtlich ihrer Abbildung von Sturz-, Radlast- und Fülldruckeinfluss bewertet.

5.1.1 Gesamtfahrzeugsimulation der Zahnstangenkraft

Grundlage für die Validierung der Reifenmodelle sind die in Kapitel 3 beschriebenen Messungen eines Fahrzeugs mit Doppelquerlenker-Vorderachse, da deren achskinematische Kenngrößen meist zwischen denen einer Eingelenk-Vorderachse und einer Zweigelenk-Vorderachse liegen. Zudem ist dieses Fahrzeugmodell validiert und dessen Abweichung, welche durch die fehlende Abbildung der Reibung im Lenksystem hervorgerufen wird, bestimmt. Die Simulation der Zahnstangenkraft beim Parkieren im Stand wird mit Hilfe der Software ADAMS 2018 der Firma MSC durchgeführt. Für jede Radlast und Fülldruckbedingung erfolgt die Berechnung der Zahnstangenkraft sowohl mit einem FTire als auch mit einem SupERRB-Tire Reifenmodell. Die Reifendatensätze bleiben bei den verschiedenen Simulationen unverändert und deren Parameter werden somit nicht auf die jeweils vorliegenden Betriebsbedingungen (Radlast und Fülldruck) optimiert. Die Simulationser-

gebnisse sind dabei um den Fehler der nicht modellierten Reibung im Lenksystem bereinigt⁶⁴. In der nun folgenden Validierung werden die beiden Reifenmodelle hinsichtlich deren Abbildung von Sturz-, Radlast- und Fülldruckeinfluss bewertet.

5.1.1.1 Einfluss des Sturz'

Für die möglichst genaue Simulation des Zahnstangenkraftverlaufs ist die korrekte Abbildung des Sturzeinflusses entscheidend, da der Sturz bei der gemessenen Doppelquerlenker-Achse während des Parkierens mit steigendem Zahnstangenhub x_{ZST} von ca. 0° auf bis zu ca. 6° ansteigt (vgl. Abbildung 3.9).

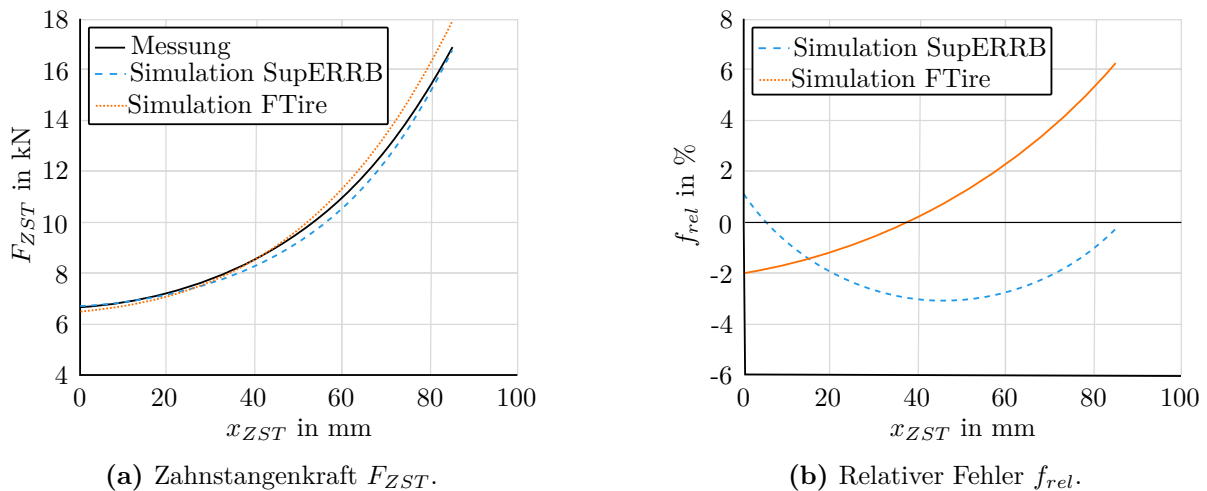


Abbildung 5.1: Vergleich der gemessenen und simulierten Zahnstangenkraft in Abhängigkeit des Zahnstangenhubs x_{ZST} bei 1284 kg Vorderachslast und 2,4 bar Fülldruck.

Abbildung 5.1 zeigt exemplarisch den Verlauf der beim Parkieren im Stand simulierten und gemessenen Zahnstangenkräfte sowie den relativen Fehler der Reifenmodelle. Die mit dem FTire Reifenmodell simulierte Zahnstangenkraft weist bei geringem und sehr großem Zahnstangenhub eine höhere Abweichung zur Messung auf als bei etwa der Hälfte des maximalen Zahnstangenhubs, in welchem der Sturz ca. 3° beträgt. Die vom FTire Reifenmodell simulierten Kräfte steigen dabei mit zunehmendem Sturz stärker an als jene der Messungen. Als Resultat ist die im Endanschlag der Lenkung simulierte maximale Zahnstangenkraft höher als die gemessene.

Die mit dem SupERRB-Tire Reifenmodell simulierten Zahnstangenkräfte sind um bis zu 3% kleiner als die gemessenen. Verglichen mit dem FTire Reifenmodell ist die Abweichung zur Messung jedoch geringer. Im Gegensatz zu diesem steigt beim SupERRB-Tire Reifenmodell die Abweichung zur Messung bis zur Hälfte des maximalen Zahnstangenhubs. Bei weiter steigendem Sturz reduziert sich diese jedoch deutlich. Als Folge wird die maximale Zahnstangenkraft, welche bei maximalem Zahnstangenhub und somit größtmöglichem Radsturz wirkt, mit dem SupERRB-Tire Reifenmodell wesentlich genauer simuliert als mit dem FTire Reifenmodell. Entscheidender Grund hierfür ist die in den Abschnitten 4.3 bis 4.5 beschriebene Berechnung der Bodendruckverteilung.

⁶⁴Aktuell wird die Reibung im Lenksystem nicht modelliert. Erste Messungen zeigen jedoch, dass an der Zahnstange eine Hysterereibung von ca. 400 N wirkt. Für die Bewertung der Reifenmodelle wird diese, bislang lediglich durch Messungen identifizierte Reibung, deshalb zur simulierten Zahnstangenkraft hinzu addiert.

5.1.1.2 Einfluss der Radlast

Wie in Abschnitt 2.5 beschrieben, wird im Lenkungsauslegungsprozess die maximale Zahnstangenkraft aufgrund einer Vielzahl verschiedener Antriebs- und Getriebevarianten bei mehreren Radlasten prognostiziert. Um eine möglichst genaue Prognose zu ermöglichen, sollte das Reifenmodell deshalb den Einfluss der Radlast korrekt berechnen. Im Gegensatz zur Analyse des Sturzeinflusses, in welcher der gesamte Zahnstangenkraftverlauf betrachtet wurde, wird im Folgenden die maximal wirkende Zahnstangenkraft bei verschiedenen Radlaststützstellen ausgewertet.

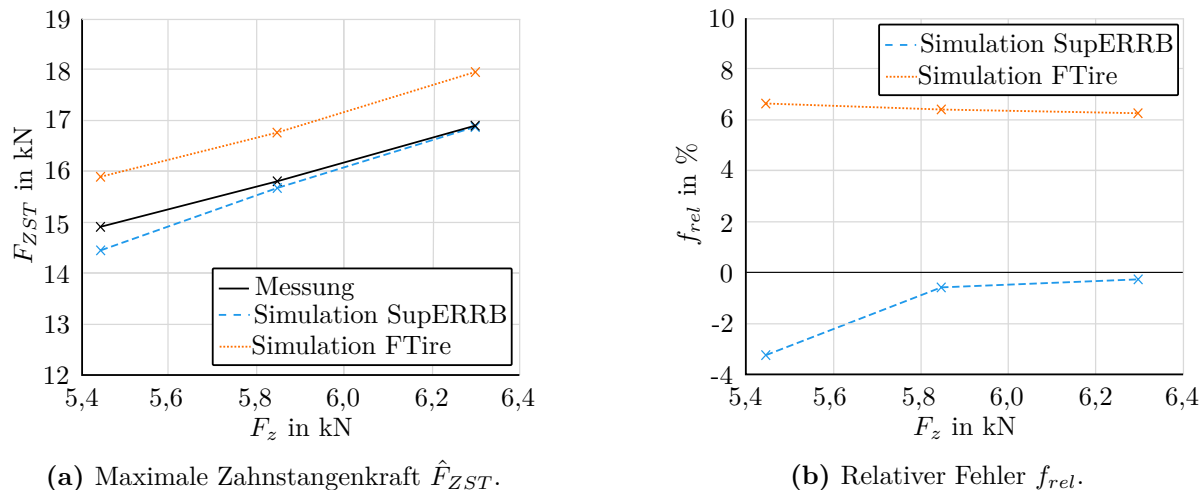


Abbildung 5.2: Vergleich der gemessenen und simulierten maximalen Zahnstangenkraft \hat{F}_{ZST} in Abhängigkeit der Radlast F_z bei konstantem Fülldruck von 2,4 bar.

Abbildung 5.2a stellt die gemessene und simulierte maximale Zahnstangenkraft in Abhängigkeit der Radlast bei einem Fülldruck von 2,4 bar dar. Der vorliegende relative Fehler zwischen Simulation und Messung ist in Abbildung 5.2b veranschaulicht. Die mit dem FTire Reifenmodell simulierte Kraft ist über den gesamten Radlastbereich um ca. 6 % bis 7 % höher als die der Messung.

Die mit dem SupERRB-Tire Reifenmodell simulierten Kräfte sind stets geringer als die gemessenen. Im Gegensatz zum FTire Reifenmodell reduziert sich die Abweichung zur Messung mit steigender Radlast von ca. 3 % auf unter 1 %. Grund hierfür ist, dass die Reibungsparameter des SupERRB-Tire Reifendatensatzes überwiegend anhand von Messungen bei diesen hohen Radlasten identifiziert werden.

Die Simulation der maximalen Zahnstangenkraft ist mit dem SupERRB-Tire Reifenmodell über den gesamten Radlastbereich deutlich genauer als jene mit dem FTire Modell. So ist die Abweichung zur Messung mit dem SupERRB-Tire Reifenmodell maximal halb so groß wie die des FTire Modells. Speziell bei hohen Radlasten ist die deutlich präzisere Simulation mit dem SupERRB-Tire Modell relevant, da diese Lasten für die Lenkungsauslegung entscheidend sind.

5.1.1.3 Einfluss des Fülldrucks

Im Lenkungsauslegungsprozess wird der Mindest-Reifenfülldruck in Abhängigkeit der Radlast nach ETRTO-Norm berechnet (vgl. Abschnitt 4.2). Mit einer Variation der Radlast wird deshalb

auch der Fülldruck geändert, weshalb das Reifenmodell diesen Einfluss möglichst genau abbilden sollte.

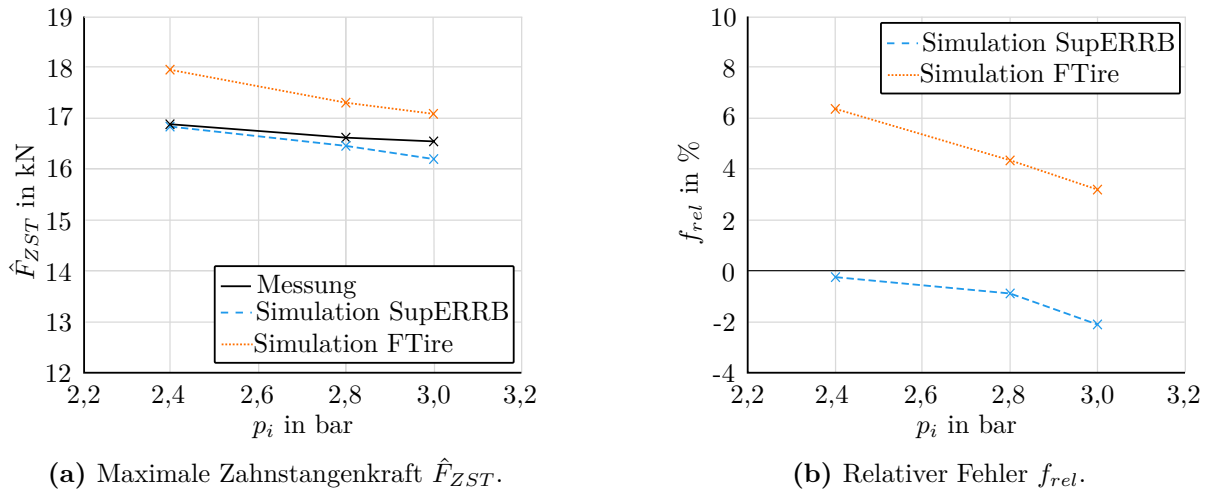


Abbildung 5.3: Vergleich der gemessenen und simulierten maximalen Zahnstangenkraft \hat{F}_{ZST} in Abhängigkeit des Reifenfülldrucks p_i bei konstanter Radlast von 6,3 kN.

Abbildung 5.3a stellt die gemessene und simulierte maximale Zahnstangenkraft in Abhängigkeit des Fülldrucks bei einer konstanten Radlast dar, wohingegen in Abbildung 5.3b der relative Fehler der Simulation aufgezeigt ist. Bei beiden Modellen reduziert sich die simulierte maximale Zahnstangenkraft mit steigendem Fülldruck stärker als die der Messung. Bei Simulationen mit dem FTire Reifenmodell ist die Kraft über den gesamten Fülldruckbereich höher als die tatsächlich gemessene, wobei sich der relative Fehler mit steigendem Fülldruck von über 6 % bei 2,4 bar auf unter 4 % bei 3,0 bar reduziert. Im Gegensatz dazu steigt beim SupERRB-Tire Reifenmodell die Abweichung der simulierten zur gemessenen Zahnstangenkraft mit steigendem Fülldruck. So beträgt diese bei einem Fülldruck von 2,4 bar unter 0,5 % und steigt auf ca. 2 % bei 3,0 bar. Somit ist die Simulation mit dem SupERRB-Tire Reifenmodell über den gesamten Bereich, insbesondere bei geringen Fülldrücken deutlich präziser als jene mit dem FTire Modell.

Die Ursache für die höhere Genauigkeit des SupERRB-Tire Reifenmodells bei kleinen Fülldrücken ist analog zu dem Verhalten bei höheren Radlasten. Die Reibungsparameter des SupERRB-Tire Reifenmodells werden überwiegend anhand von Messungen bei niedrigen Fülldrücken identifiziert, da diese zu höheren Zahnstangenkräften führen und somit entscheidend für die Lenkungsauslegung sind.

5.1.1.4 Zusammenfassung

Eine zusammenfassende Übersicht der relativen Fehler der Zahnstangenkraftsimulation beider Reifenmodelle über alle Radlast- und Fülldruckstützstellen ist in Abbildung 5.4 mit Hilfe eines Boxplots dargestellt. Dieser zeigt die wichtigsten Kenngrößen der Abweichung in Abhängigkeit vom normierten Zahnstangenhub auf, wobei diese auch um den Mittelwert ergänzt in Tabelle 5.1 aufgelistet sind.

Das FTire Reifenmodell weist die höchsten Abweichungen bei sehr geringem und hohem Zahnstangenhub auf, wohingegen das Verhalten des SupEERB-Tire Reifenmodells gegenläufig ist. Dadurch

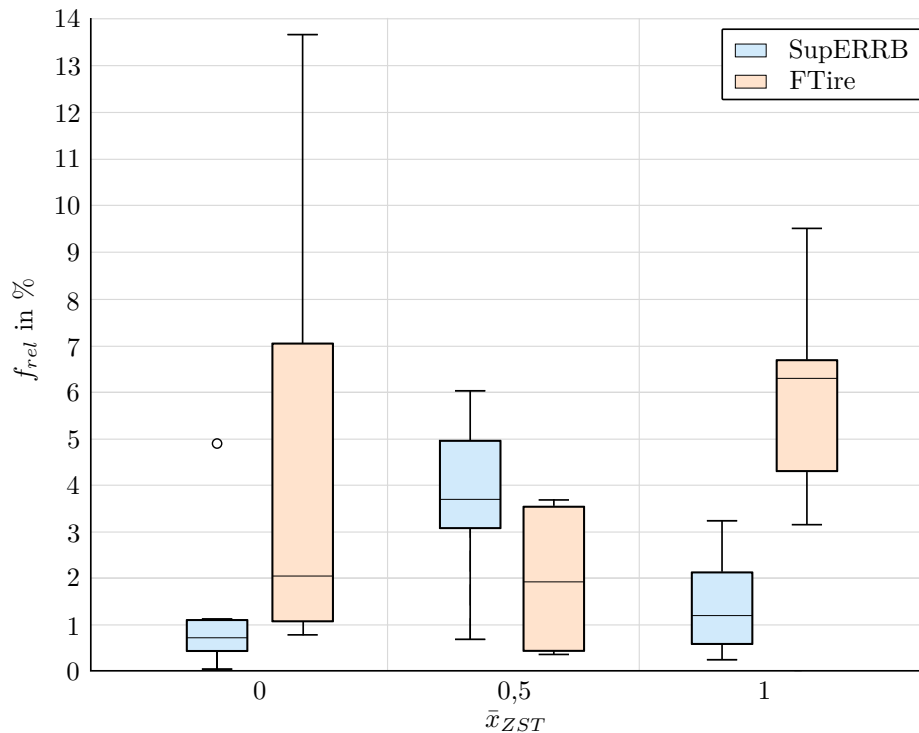


Abbildung 5.4: Boxplot der relativen Abweichungen f_{rel} aller Simulationen zu den Messungen über den normierten Zahnstangenhub \bar{x}_{ZST} .

sind dessen Simulationsergebnisse der maximalen Zahnstangenkraft im Endanschlag ($\bar{x}_{ZST} = 1$) mit einem mittleren Fehler von 1,43 % deutlich genauer als die des FTire Reifenmodells (5,97 %). Die Spannweite⁶⁵ des relativen Fehlers ist bei Simulationen mit dem SupERRB-Tire Reifenmodell über den gesamten normierten Zahnstangenhub \bar{x}_{ZST} deutlich geringer als jene des FTire Reifenmodells. Die simulierte maximale Zahnstangenkraft weicht beim SupERRB-Tire Reifenmodell in einem Bereich von 0,24 % bis 3,22 % von den Messungen ab, während die Abweichung beim FTire-Modell zwischen 4,72 % und 12,01 % beträgt. Die Spannweite des relativen Fehlers ist somit beim SupERRB-Tire Reifenmodell mit 2,98 % ca. halb so groß wie die des FTire Reifenmodells bei 6,36 %.

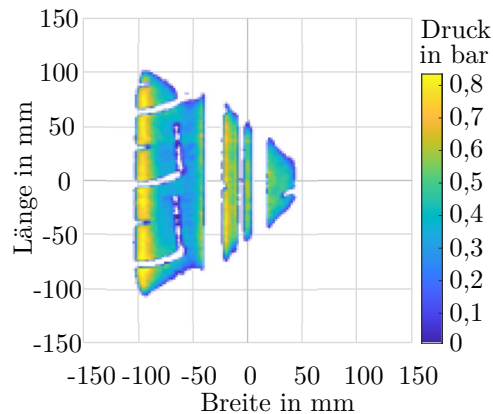
Tabelle 5.1: Relativer Fehler f_{rel} der mit dem SupERRB-Tire und FTire Reifenmodell simulierten Zahnstangenkräften in Abhängigkeit des normierten Zahnstangenhubs \bar{x}_{ZST} .

\bar{x}_{ZST}	0		0,5		1	
Reifenmodell	SupERRB	FTire	SupERRB	FTire	SupERRB	FTire
f_{rel} - Mittelwert	1,24	3,98	4,18	1,97	1,43	5,97
f_{rel} - Median	0,71	2,03	3,66	1,89	1,17	6,27
f_{rel} - Spannweite	5,37	20,70	5,33	7,16	2,98	6,36
f_{rel} - Maximalwert	4,88	13,65	6,01	3,67	3,22	9,50

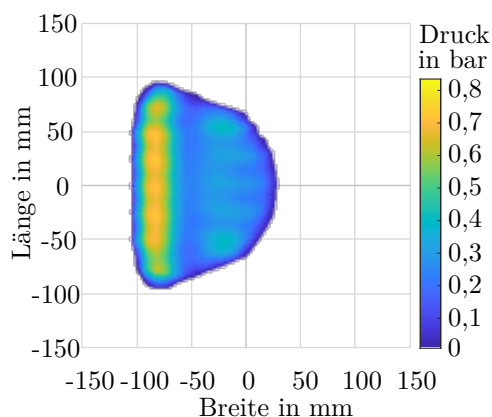
⁶⁵Die Spannweite entspricht der Streuung des relativen Fehlers.

5.1.2 Bodendruckverteilung in der Reifenaufstandsfläche

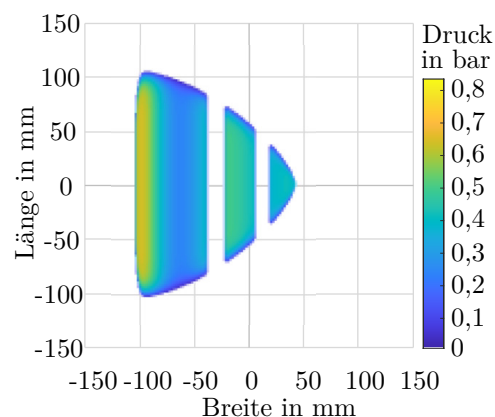
Die Bodendruckverteilung in der Reifenaufstandsfläche bestimmt, neben der Reibung zwischen Reifen und Fahrbahn, maßgeblich die beim Parkieren wirkende Zahnstangenkraft. Sie ist somit wesentlich für die mit dem FTire und SupEERB-Tire Reifenmodell simulierte Zahnstangenkraft verantwortlich. In folgendem Vergleich der Reifenmodelle liegt der Fokus auf der Abbildung des Sturzeinflusses. Es werden die im Abschnitt 3.3 beschriebenen Kenngrößen aufgeführt, bei welchen bedeutende Unterschiede zwischen den Modellen identifiziert wurden.



(a) Messung.



(b) Simulation mit FTire.



(c) Simulation mit SupERRB-Tire.

Abbildung 5.5: Gemessene und simulierte Bodendruckverteilung bei 6 kN Radlast, 2,4 bar Fülldruck und 9° Sturz.

Ein Vergleich von gemessener und mit den FTire sowie SupERRB-Tire Reifenmodell simulierter Bodendruckverteilung bei dem für die Lenkungsauslegung relevanten hohen Sturz ist in Abbildung 5.5 dargestellt. Beim SupERRB-Tire Reifenmodell ist das Längsprofil modelliert, wohingegen das FTire Reifenmodell weder dieses noch das Querprofil berechnet. Zwar wäre es beim FTire Reifenmodell möglich das Längsprofil abzubilden, jedoch ist dies kein Teil eines Standard-FTire Reifendatensatzes⁶⁶. Zudem zeigen die Simulationen der Zahnstangenkraft, dass die Abbildung des Längsprofils die Genauigkeit des FTire Modells nicht signifikant beeinflusst. Die gemessene

⁶⁶Lieferant: FKA, Stand: 2020.

Bodendruckverteilung weist an den Rändern der Längsprofilstollen Druckspitzen auf, welche von beiden Reifenmodellen nicht abgebildet werden. Dadurch ist unter anderem die von den beiden Reifenmodellen simulierte Bodendruckverteilung homogener.

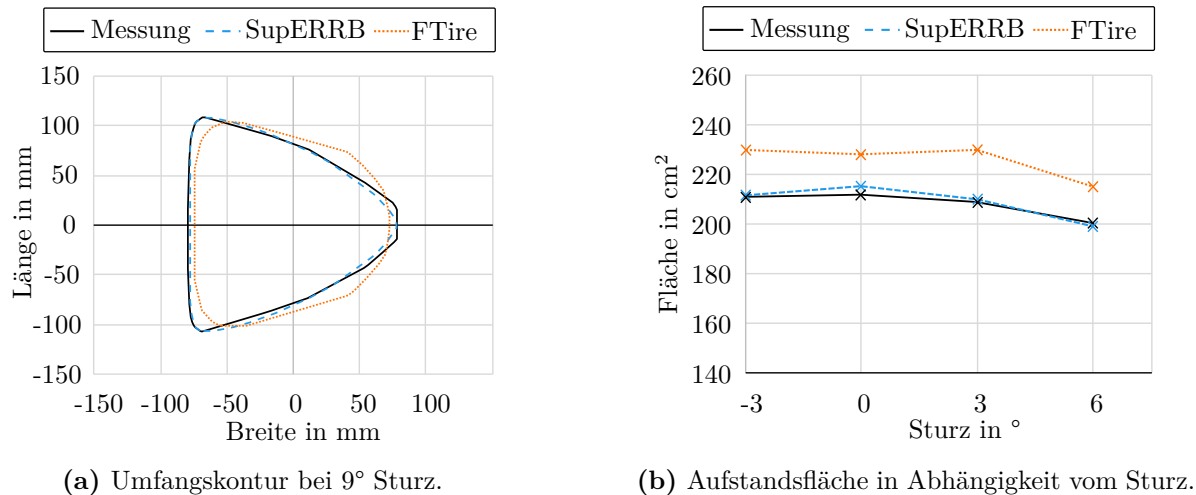


Abbildung 5.6: Gemessene und simulierte Reifenaufstandsfläche bei 2,4 bar Fülldruck und 6 kN Radlast.

Die gemessene und mit den beiden Reifenmodellen simulierte Aufstandsfläche bei einem Sturz von 9° ist in Abbildung 5.6 dargestellt. Insbesondere an den Reifenflanken, an welchen die Reifenlänge ihre Minima und Maxima erreicht, bildet die vom SupERRB-Tire Modell simulierte Kontur der Aufstandsfläche die Messung genauer ab als das FTire Reifenmodell (vgl. Abbildung 5.6a). Die Größe der Aufstandsfläche⁶⁷ in Abhängigkeit des Sturzes ist in Abbildung 5.6b dargestellt. Es ist ersichtlich, dass das SupERRB-Tire Reifenmodell die Größe der Aufstandsfläche über den gesamten Sturzbereich mit einer maximalen Abweichung von unter 2% abbilden kann. Das FTire Modell zeigt eine ähnliche Sensitivität auf den Sturz, jedoch wird die Fläche über den gesamten Sturzbereich um ca. 10% zu hoch berechnet.

Abbildung 5.7 veranschaulicht den gemessenen und simulierten Summendruck in Reifenquer- und Längsrichtung bei 9° Sturz. Besonders das in Abbildung 5.7a dargestellte Druckmaximum an den Reifenflanken wird von dem SupERRB-Tire Reifenmodell genauer abgebildet als vom FTire Reifenmodell. Dies ist von großer Bedeutung, da es aufgrund der hohen Entfernung zur Radmitte ($Breite = 0$) sowohl den effektiven Reibradius (vgl. Abbildung 5.8a) als auch den pneumatischen Aufstandspunktversatz (vgl. Abbildung 5.8b) maßgeblich beeinflusst. Der in Abbildung 5.7b dargestellte Summendruck in Reifenlängsrichtung wird vom FTire Reifenmodell mit höheren Abweichungen berechnet, da die simulierte Aufstandsflächenlänge kleiner als die der Messungen ist (vgl. Abbildung 5.6a).

Die für die Bildung der Reifenkräfte und -momente relevantesten Kennwerte der Bodendruckverteilung sind in Abbildung 5.8 dargestellt. Das beim Parkieren wirkende Bohrmoment wird maßgeblich von dem in Abbildung 5.8a aufgezeigtem, effektivem Reibradius bestimmt (vgl. Abschnitt 3.3). Dieser wird über den gesamten Sturzbereich vom SupERRB-Tire Reifenmodell mit

⁶⁷Die Aufstandsfläche ist im Rahmen dieser Arbeit als die von der Umfangskontur eingeschlossene Fläche definiert. Die Abweichungen des FTire Reifenmodells basieren deshalb nicht auf der fehlenden Abbildung des Längsprofils.

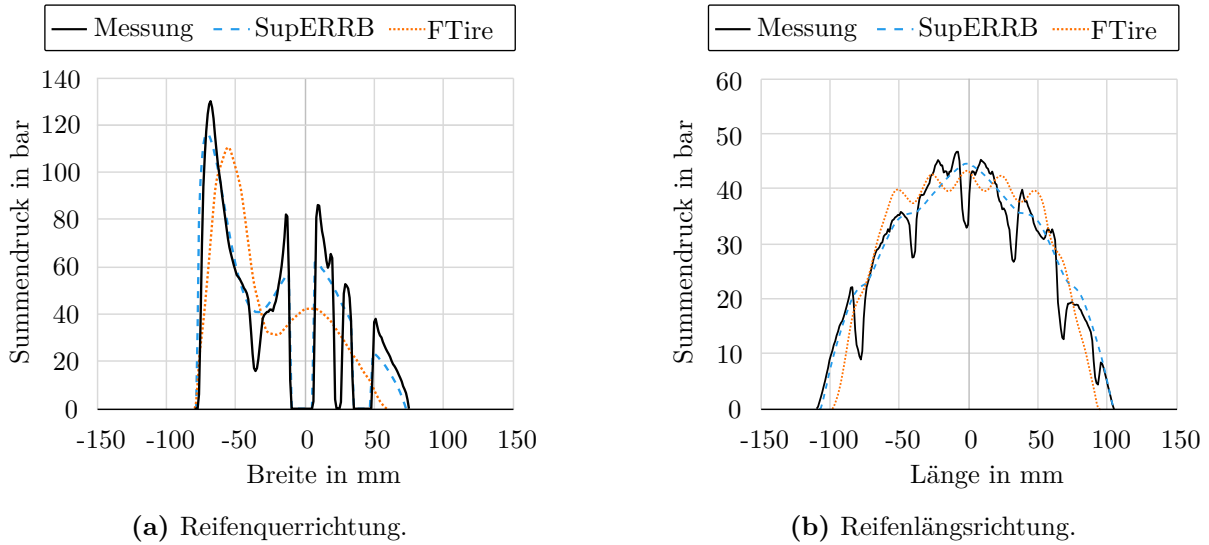


Abbildung 5.7: Summendruck bei 9° Sturz, 2,4 bar Fülldruck und 6 kN Radlast.

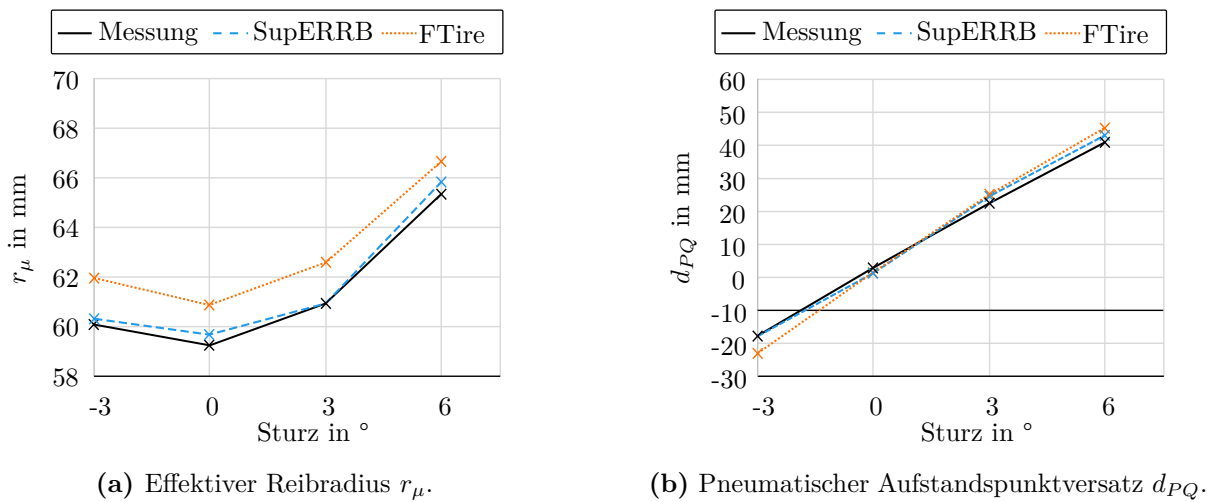


Abbildung 5.8: Kennwerte der Bodendruckverteilung in Abhängigkeit des Sturzes bei 2,7 bar Fülldruck und 6 kN Radlast.

einer maximalen Abweichung von unter 1 % berechnet, während diese bei FTire Simulationen ca. 3 % beträgt. Der in Abbildung 5.8b veranschaulichte pneumatische Aufstandspunktversatz bestimmt den statischen Kontaktpunkt des Reifens mit der Fahrbahn (vgl. Abschnitt 2.3.3.1). Er beeinflusst damit sowohl die Gewichtsrückstellung als auch den Lenkrollradius und somit die Reifenlängskräfte. Das SupERRB-Tire Reifenmodell simuliert den pneumatischen Aufstandspunktversatz mit einer Abweichung von maximal 2 mm, wohingegen diese beim FTire Reifenmodell bis zu 8 mm beträgt. Dabei weist Letzteres die höchsten Abweichungen bei negativem und sehr hohem Sturz auf. Beim SupERRB-Tire Reifenmodell ist hingegen die Differenz zur Messung bei negativem Sturz gering und beim maximalen Sturz am höchsten.

5.2 Eignung für den Lenkungsauslegungsprozess

In diesem Abschnitt werden die beiden Reifenmodelle FTire und SupERRB-Tire hinsichtlich deren Eignung für den Lenkungsauslegungsprozess bewertet. Grundlage für die Bewertung ist dabei der in Kapitel 2 beschriebene Lenkungsauslegungsprozess sowie das im vorigen Abschnitt analysierte Reifenmodellverhalten.

5.2.1 FTire

Das FTire Reifenmodell ist standardmäßig für einen sehr großen Radlast- und Fülldruckbereich parametrisiert und sein Fokus liegt eher auf einem breiten Anwendungsspektrum als auf parkierspezifischen Betriebspunkten.

Die Validierungsergebnisse mit den in dieser Arbeit entwickelten Messungen (vgl. Abschnitt 3.1) zeigen, dass die maximale Zahnstangenkraft beim Parkieren im Stand mit einer mittleren Abweichung von ca. 6,3% simuliert werden kann, wobei die Spannweite der Streuung 6,4% beträgt. Die maximale Abweichung liegt bei 9,5%.

Für die Auslegung des Lenksystems ist diese Abweichung zu groß, weshalb sie durch die Anwendung eines Korrekturfaktors reduziert wird (vgl. Abschnitt 2.5.4.3). Dieser kann die Abweichung der Zahnstangenkraft bei einer bestimmten Auslenkung, üblicherweise der maximalen, korrigieren. Eine Korrektur des gesamten Verlaufs ist jedoch nicht möglich.

Die Ermittlung des Korrekturfaktors erfolgt durch Abgleich mit Messungen eines Fahrzeugvorgängers (Referenzfahrzeug) oder in einer späteren Entwicklungsphase mit einem Prototypen, da das zu entwickelnde Fahrzeug noch nicht existiert. Der hierbei ermittelte Korrekturfaktor wird dann auf die Simulation des Entwicklungsfahrzeugs übertragen, indem der Fahrbahnreibungswert skaliert wird. Vergangene Prognosen zeigen, dass die reifenmodellbedingte Abweichung zwischen Simulation und Messung durch den Korrekturfaktor von ca. 9,5% auf ca. 5% reduziert werden kann⁶⁸.

Neben einem hohen Mehraufwand zur Ermittlung des Korrekturfaktors, weist dessen Verwendung einige Merkmale auf, die einen durchgängigen Fahrzeugentwicklungsprozess verhindern und das Frontloading einschränken.

So setzt dies voraus, dass sowohl das Vorgänger- als auch das Zielfahrzeug die gleichen Abweichungen zwischen Simulation und Messung aufweisen. Da sich jedoch beispielsweise aufgrund verschiedener Fahrzeugachskinematiken die Reifenkräfte oder die Gewichtsrückstellung ändern, kann hierbei die Ermittlung des tatsächlichen Korrekturfaktors nicht gewährleistet werden.

Des Weiteren werden durch die Änderung des Fahrbahnreibungswerts und somit der Reifenkräfte auch die Abweichungen anderer Teilkräfte, wie beispielsweise der Reibungskraft im Lenksystem oder der Gewichtsrückstellung, korrigiert. Alle Differenzen zwischen den Ergebnissen der Simulation und Messung des Gesamtfahrzeugs werden daher mit Hilfe der Reifenkräfte und -momente und nicht über eine Änderung der einzelnen Teilkräfte korrigiert. Anstelle einer möglichst genauen Modellierung aller Komponenten und Wirkmechanismen erfolgt eine Anpassung der simulierten Zahnstangenkraft durch einen einfachen Korrekturfaktor. Damit ist es nicht möglich, die Auswirkung einzelner Fahrzeugkomponenten, wie beispielsweise der Achskinematik, auf die Zahnstangenkraft korrekt zu prognostizieren.

⁶⁸Die hohe Spannweite der Abweichung verhindert eine weitere Reduktion der Abweichung.

Durch die mangelnde Abbildung der Komponenteneinflüsse, insbesondere jedoch aufgrund der ineffizienten Ermittlung des Korrekturfaktors sowie der geringen Prognosegüte der Zahnstangenkraft, ist das FTire Reifenmodell für die Simulation der Zahnstangenkraft nur bedingt geeignet.

5.2.2 SupERRB-Tire

Das SupERRB-Tire Reifenmodell wurde entwickelt, um beim speziellen Anwendungsfall des Standparkierens die Reifenkräfte und -momente optimal abzubilden. Bei diesem Manöver ist es insbesondere durch dessen Bodendruckverteilungsmodell in der Lage, den Einfluss von Radlast und Fülldruck über einen hohen Radsturbereich hinweg zu simulieren.

Das SupEERB Reifenmodell prognostiziert die beim Parkieren im Stand wirkende maximale Zahnstangenkraft wesentlich präziser als das FTire Reifenmodell. So zeigen die Validierungsergebnisse aus Abschnitt 5.1.1, dass diese mit einer mittleren Abweichung von lediglich ca. 1,2 % simuliert werden kann, wobei die Spannweite der Streuung mit 3 % ebenfalls deutlich geringer als jene des FTire Reifenmodells ausfällt. Die maximale Abweichung liegt bei 3,2 % und somit auch deutlich unter der des Vergleichsmodells (9,5 %).

Für die Auslegung des Lenksystems ist die Genauigkeit des Reifenmodells ausreichend, weshalb im Gegensatz zu Simulationen mit dem FTire Reifenmodell die Anwendung eines Korrekturfaktors nicht nötig ist. Dies birgt einige bedeutende Vorteile für den Lenkungsauslegungsprozess in sich.

So erübrigen sich zeit- und kostenintensive Messungen eines Referenzfahrzeugs ebenso wie deren Abgleich mit der Simulation. Das Risiko einer falsch dimensionierten Lenkung aufgrund eines potenziell fehlerhaften Korrekturfaktors⁶⁹ entfällt dadurch.

Es werden keine weiteren Ungenauigkeiten in anderen Komponenten des Gesamtfahrzeugmodells mit Hilfe des Korrekturfaktors und somit den Reifenkräften und -momenten kompensiert. Gemeinsam mit der hohen Abbildungsgüte des Achskinematikeinflusses⁷⁰ ist es dadurch möglich, die Auswirkung einzelner Fahrzeugkomponenten, insbesondere der Achse, der Lenkung und des Gesamtfahrzeuggewichts, auf die Zahnstangenkraft korrekt zu prognostizieren.

Die Parametrierung des SupERRB-Tire Reifenmodells kann entweder anhand von Reifenmessungen, FEM-Simulationen⁷¹ oder FTC (vgl. Abschnitt 2.3.5.1) erfolgen. Mit letzteren beiden ist es möglich, bereits in einer sehr frühen Fahrzeugentwicklungsphase, in welcher der Entwicklungsreifen noch nicht für eine Messung verfügbar ist, die maximale Zahnstangenkraft beim Parkieren im Stand zu prognostizieren.

Die zwei wesentlichen Vorteile des SupERRB-Tire Reifenmodells sind die erhöhte Abbildungsgüte der maximalen Zahnstangenkraft sowie die Parametrierungsmöglichkeit in der frühen Fahrzeugentwicklungsphase. Dadurch wird eine Steigerung des Frontloadings (vgl. Abschnitt 1.1) möglich, wodurch ein effektiverer Lenkungsauslegungsprozess realisiert werden kann.

⁶⁹Falls die Achskinematik sowie die weiteren relevanten Komponenten des Referenzfahrzeugs nicht der des Zielfahrzeugs entsprechen, kann der Korrekturfaktor nicht optimal berechnet werden.

⁷⁰Die achskinematischen Kenngrößen Radsturz, Nachlaufstrecke und Lenkrollradius bestimmen maßgeblich die Reifenbewegung beim Parkieren im Stand.

⁷¹Hierbei stellen Reifenhersteller FEM-Simulationsergebnisse der Bodendruckverteilung bereit. Beispielsweise können somit verschiedene Reifenstrukturen über die Bodendruckverteilung hinsichtlich der prognostizierten Zahnstangenkraft bewertet werden. Eine BMW-interne Simulation mit FE-Modellen ist aufgrund der fehlenden Kompatibilität von herstellereigenen Modellen mit BMW Mehrkörpersimulationsumgebungen nicht möglich. Zudem stellen Reifenhersteller üblicherweise FE-Modelle aufgrund des Informationsschutzes nicht bereit.

Zusammenfassung und weiterführende Aspekte

Die maximale Zahnstangenkraft, welche beim Parkieren im Stand wirkt, ist eine der wichtigsten Design Parameter in der Lenkungsauslegung. Im Rahmen dieser Arbeit wurden die relevanten Einflussparameter auf die beim Parkieren im Stand wirkenden Kräfte anhand von Gesamtfahrzeug- und Reifenmessungen identifiziert. Basierend auf den Messergebnissen wurde das SupERRB-Tire Reifenmodell entwickelt und validiert, welches die Prognosefähigkeit der maximalen Zahnstangenkraft verbessert. Dieses Kapitel fasst die Ergebnisse der Arbeit zusammen und ordnet sie in den wissenschaftlichen Kontext ein. Es wird zudem gezeigt, wie diese Arbeit in der Zukunft fortgesetzt werden kann.

6.1 Zusammenfassung

In dieser Arbeit wurde eine Methode entwickelt, durch welche eine frühere und genauere Prognose der maximal an der Lenkung wirkenden Zahnstangenkraft ermöglicht wird. Dabei erfolgte die in den Kapiteln 3 und 4 beschriebene Evaluation und Entwicklung des parkierspezifischen SupERRB Reifenmodells. Dessen Validierung und Bewertung im Vergleich zum FTire Reifenmodell wurde in Kapitel 5 durchgeführt. Im Folgenden sind die Inhalte dieser Kapitel zusammengefasst und die Auswirkungen auf den Lenkungsauslegungsprozess beschrieben.

Im Rahmen der Evaluation wurden Prüfstände und Messprozeduren zur Erfassung der lenkungsauslegungsrelevanten Fahrzeug- und Reifeneigenschaften entwickelt. Dabei erfolgte die Durchführung der Messungen auf den drei Ebenen Gesamtfahrzeug, Reifen und Bodendruckverteilung in der Reifenaufstandsfläche.

Zu Beginn wurde die Reproduzierbarkeit der Gesamtfahrzeugmessungen, bei welchen die maximale Zahnstangenkraft ermittelt wird, gesteigert. Hierfür erfolgte der Aufbau einer Messmethode, die eine möglichst hohe Reproduzierbarkeit aufweist. Basierend darauf wurde der Einfluss der Störgrößen quantifiziert und die Anforderungen an die Messungen abgeleitet⁷². Durch die gesteigerte

⁷²So zeigten die Messungen beispielsweise, dass der Einfluss einer Lenkmaschine vernachlässigbar ist, weshalb diese in zukünftigen Fahrzeugmessungen keine Anwendung mehr findet. Im Gegensatz dazu ist es jedoch von hoher Bedeutung, die Reifenaufstandsfläche nach jeder einzelnen Messung zu ändern.

Reproduzierbarkeit der Messungen konnte der Einfluss der relevanten Messgrößen Achskinematik, Radlast und Fülldruck analysiert werden. Dabei wurde auch der Anteil an Gewichtsrückstellung, Reibung und den einzelnen Reifenkräften und -momenten an der Zahnstangenkraft betrachtet. Die Auswertung der einzelnen Reifenkräfte und -momente zeigte dabei auf, dass neben dem Bohrmoment auch die Reifenlängs- und Querkraft die Zahnstangenkraft deutlich beeinflussen.

Um die Reifenkräfte und -momente bei parkierspezifischen Bedingungen zu messen, wurde ein Achskinematikprüfstand so modifiziert, dass auf diesem Reifenmessungen durchgeführt werden konnten. Hierdurch war es möglich, das Reifenverhalten bei hohem Sturz und geringen Geschwindigkeiten zu erfassen. Auf diesem Prüfstand wurden die Reifenmessungen durchgeführt, bei welchen der Einfluss des Sturzes, der Radlast und des Fülldrucks untersucht wurde. Um ein besseres Wirkkettenverständnis aufzubauen, erfolgte dabei die Interpretation anhand der gemessenen Bodendruckverteilung in der Reifenaufstandsfläche.

In Abschnitt 3.3 wurde die Bodendruckverteilung in der Reifenaufstandsfläche untersucht. Hierbei fand die Entwicklung eines hybriden Messplans sowie eines Postprocessings statt, welche sich auch für die Parametrierung von Reifenmodellen eignen. Anhand der Messdaten wurde der Einfluss von Sturz, Radlast und Fülldruck auf die Bodendruckverteilung in der Reifenaufstandsfläche aufgezeigt. Zur Charakterisierung der Bodendruckverteilung wurden dabei neue Kenngrößen, wie beispielsweise der effektive Reibradius oder der pneumatische Aufstandspunktversatz eingeführt.

Basierend auf den Messungen des Gesamtfahrzeugs, der Reifenkräfte und -momente sowie der Bodendruckverteilung wurde das Wirkkettenverständnis zum Aufbau der Zahnstangenkraft vertieft. Abschnitt 3.4 fasst dabei die beim Parkieren im Stand evaluierte Wirkkette vom Reifen-Fahrbahn-Kontakt bis zur Zahnstangenkraft zusammen. Die Auswertungen zeigten dabei insbesondere den hohen, bislang wenig beachteten, Einfluss des Radsturzes auf die Bodendruckverteilung sowie die Reifenkräfte und -momente auf.

Die Simulation und somit auch die Prognose der Zahnstangenkraft wich deutlich, insbesondere jedoch bei hohen Sturzwerten, von den Messungen ab. Verantwortlich hierfür war maßgeblich der Mangel an Reifenmodellen, welche Radsturz und den besonderen Reibzustand des Reifens ausreichend genau abbilden. Um die Prognose der maximalen Zahnstangenkraft zu verbessern, wurde ein neues Bodendruckverteilungsmodell entwickelt. Dies ist in der Lage, den Reifen-Fahrbahn-Kontakt in Abhängigkeit von Reifendimension, Radlast, Fülldruck und insbesondere Sturz zu modellieren. Gemeinsam mit einem Karkassen- und Bürstenreibungsmodell von SHAO (Shao et al., 2021) bildet dieses Bodendruckverteilungsmodell das echtzeitfähige SupERRB-Tire Reifenmodell. Im Gegensatz zu weit verbreiteten Reifenmodellen wie MF-Tire oder FTire ist dieses Reifenmodell für den Anwendungsfall des Parkierens im Stand oder bei geringer Geschwindigkeit optimiert.

Die Validierung und Bewertung des SupERRB-Tire Reifenmodells erfolgte in Kapitel 5. Dabei wurde es mit dem FTire Reifenmodell, welches aufgrund seiner physikalischen Modellierung als bisherige Referenz für die Standparkiersimulation galt, verglichen. Der Vergleich zeigte auf, dass das im Rahmen dieser Arbeit mitentwickelte SupERRB-Tire Reifenmodell die maximal an der Lenkung wirkende Zahnstangenkraft deutlich genauer und dadurch ohne Einsatz eines Korrekturfaktors berechnen kann. So reduzierte sein Einsatz die Abweichung der simulierten Zahnstangenkraft von ca. 6,2 % auf etwa 1,2 %. Da es zudem mit funktionalen Ziel-Reifeneigenschaften (FTCs) parametrierbar ist, ist es möglich, die beim Parkieren maximal wirkende Zahnstangenkraft in einer frühen Fahrzeugentwicklungsphase zu simulieren. Dadurch kann der Einfluss der

Achskinematik, des Reifens und der Radlast auf die Zahnstangenkraft bestimmt werden. Potenzielle Zielkonflikte in der Lenkungsauslegung können somit frühzeitig identifiziert und mögliche Lösungen ausgearbeitet werden.

Im Vergleich zu FTire ist die Parametrierung des im Rahmen dieser Arbeit mitentwickelten Reifenmodells mit einem deutlich geringeren Aufwand verbunden. Die Bodendruckverteilung muss nicht zwingend anhand von Messungen parametrisiert werden, da sie alternativ auch von einem angelernten neuronalen Netz prognostiziert werden kann. Die Reibungsparameter können auf Basis von Steifigkeitsmessungen auf dem in Abschnitt 3.2.1 beschriebenen KNC-Reifenprüfstand erfolgen.

Gemeinsam mit dem gesteigerten Wirkkettenverständnis, trägt das SupERRB-Tire Reifenmodell maßgeblich zu einer Verlagerung der wichtigen Entwicklungsschritte in die frühe Projektphase bei. Durch dieses Frontloading wurde die Effizienz des Fahrzeugauslegungsprozesses gesteigert und das Risiko einer falschen Lenkungsdimensionierung reduziert.

6.2 Wissenschaftlicher Beitrag der Arbeit

In dieser Arbeit wurde die Wirkkette zur Entstehung der maximalen Zahnstangenkraft beim Parkieren im Stand betrachtet und ein Modell entwickelt, welches deren genaue Simulation ermöglicht. Im Folgenden wird der dabei generierte wissenschaftliche Beitrag aufgezeigt.

In bisherigen Arbeiten wurde die Reproduzierbarkeit der Gesamtfahrzeugmessung in geringem Maße betrachtet. So findet sich in (van der Jagt, 2000) eine Beschreibung des Standparkiermanövers sowie eine Berechnung der nötigen Wiederholungsmessungen. Eine wissenschaftliche Betrachtung, inwiefern sich einzelne Störgrößen auf die Messergebnisse auswirken oder die Reproduzierbarkeit gesteigert werden kann, lag bislang nicht vor. Zu Beginn der Arbeit wurde deshalb ein Messaufbau und eine Methode für eine möglichst genaue Erfassung der Zahnstangenkraft entwickelt und der Einfluss relevanter Störgrößen ausgewertet. Die Ergebnisse der Sensitivitätsanalyse zum Einfluss der Stör- und Messgrößen wurden in (Weinberger et al., 2017) veröffentlicht. Eine Patentierung des neuen Messaufbaus erfolgte in (Weinberger et al., 2019).

Bisherige Untersuchungen des Standparkiermanövers zeigten lediglich die Zusammensetzung der Zahnstangenkraft aus den Kräften des Reifens, der Gewichtsrückstellung und Reibung auf, wie in (Sharp et al., 2003) beschrieben ist. Meist wurde dabei der Anteil des Reifens auf das Bohrmoment bei 0° Sturz reduziert (vgl. (Hesse, 2011; Rill, 1994; D. H. Kim et al., 2007; Schmitt, 2003; van der Jagt, 1999; Vilela et al., 2010; Heacock et al., 1953)). Im Rahmen dieser Arbeit wurden neben dem Bohrmoment auch die am Reifen wirkenden, achskinematikabhängigen Längs- und Querkräfte betrachtet. Es wurde aufgezeigt, dass die Achskinematik einen entscheidenden Einfluss auf die Reifenlängs- und Querkräfte und somit auf die Zahnstangenkraft aufweist. Dies führte bereits zu einem Konzept, nach welchem die Zahnstangenkraft durch den gezielten Antrieb einzelner Räder⁷³ reduziert wird. Dieses Konzept wurde in (Weinberger, 2020) patentiert.

Der Einfluss von Radlast und Fülldruck auf das Bohrmoment wurde in (Einsle, 2011; D. H. Kim et al., 2007; van der Jagt, 1999; Sharp et al., 2003; Vilela et al., 2010) untersucht. Dabei wurde

⁷³So wird beispielsweise durch einen Antrieb der Räder die Richtung der Längskraft invertiert. Als Folge wirkt, neben der Lenkkraftunterstützung (EPS), eine zusätzliche Kraft, die den Lenkvorgang unterstützt und die maximale Zahnstangenkraft reduziert.

jedoch aufgrund mangelnder Messmethoden das Bohrmoment lediglich bei 0° Sturz betrachtet. Um das Bohrmoment und die Reifenkräfte auch bei höheren Sturzwerten, wie sie beim Parkieren auftreten, zu messen, wurde ein neuer Prüfstand entwickelt. Dieser ermöglicht eine Messung des Reifens bei parkierspezifischen Bedingungen. So kann beispielsweise der gebremste Reifen bei hohem Radsturz und einer gleichzeitigen Rotation und Translation gemessen werden. Eine Patentanmeldung des Prüfstands ist in (Weinberger et al., 2020b) erfolgt.

Die auf dem neu entwickelten Reifenprüfstand durchgeführten Reifenmessungen zeigen den hohen Einfluss des Radsturzes und einer aus Rotation und Translation kombinierten Bewegung auf die Reifenkräfte und -momente. Die bereits aus (Einsle, 2011; D. H. Kim et al., 2007; van der Jagt, 1999; Sharp et al., 2003; Vilela et al., 2010) vorliegenden Erkenntnisse zum Einfluss von Fülldruck und Radlast auf das Reifenverhalten sind dabei um den Einfluss von Sturz und einer aus Rotation und Translation kombinierten Bewegung ergänzt worden.

Neben einer Messung der Reifenkräfte und -momente wurden Messungen der Bodendruckverteilung in der Reifenaufstandsfläche durchgeführt. Dabei wurden neue Kenngrößen, wie beispielsweise der effektive Reibradius und der Abstand des geometrischen zum statischen Radaufstandspunkts eingeführt. Die Untersuchungen verdeutlichten dabei, dass ein Radsturz zu einer hohen Asymmetrie der Bodendruckverteilung zwischen Reifen und Fahrbahn führt.

Die bislang verfügbaren Bodendruckverteilungsmodelle, deren komplexester Vertreter das FRIDA-Bodendruckverteilungsmodell (Schjønning et al., 2008) darstellt, modellieren eine symmetrische und somit sturzunabhängige Bodendruckverteilung in der Aufstandsfläche. In dieser Arbeit wurde ein Bodendruckverteilungsmodell für das Parkieren im Stand entwickelt. Dieses berechnet die (auch asymmetrische) Bodendruckverteilung in Abhängigkeit des Radsturzes, der Reifendimensionen, des Fülldrucks und der Radlast mit hoher Genauigkeit sowie in Echtzeit. Für die Entwicklung des Modells wurden die Superellipse von HALLONBORG (Hallonborg, 1996) und der Ansatz des FRIDA Modells (Schjønning et al., 2008) weiterentwickelt. Der Einsatz eines neuronalen Netzes ermöglicht dabei, dass sich die Bodendruckverteilung während der Parkiersimulation in Echtzeit an die vorliegenden Bedingungen wie Radsturz, Radlast, Fülldruck oder Reifendimensionen anpasst. Das grundlegende Prinzip des neuen Bodendruckverteilungsmodells wurde in (Weinberger et al., 2018) veröffentlicht.

Das in dieser Arbeit entwickelte Bodendruckverteilungsmodell wurde in ein Karkassen- und Reibungsmodell (Shao et al., 2021) von SHAO implementiert. Mit diesem bildet es das für das Standparkieren geeignete, echtzeitfähige SupERRB-Tire Reifenmodell. Dieses Reifenmodell zeichnet sich durch eine höhere Genauigkeit und einen geringeren Rechen- und Parametrierungsaufwand als die kommerziell verfügbaren FTire oder MF-SWIFT Reifenmodelle aus. Eine Patentanmeldung des gesamten SupERRB-Tire Reifenmodells erfolgte in (Weinberger et al., 2020a).

Im Rahmen dieser Arbeit fand ein wissenschaftlicher Austausch mit den Firmen Siemens Industry Software GmbH (MF-SWIFT Modellentwicklung), Cosin Scientific Software (FTire Modellentwicklung) und fka GmbH (FTire Parametrierung) statt. Die bereitgestellten Messungen und Anforderungen bilden dabei eine der Grundlagen für die aktuelle Weiterentwicklung des MF-SWIFT Reifenmodells und der FTire Parametrierungsmethode.

6.3 Zukünftige Arbeiten

Diese Arbeit hat im Forschungsfeld der Lenkungsauslegung die Erkenntnisse und Messmethoden bezüglich der maximalen Zahnstangenkraft und des Reifens erweitert. Aus den Ergebnissen bilden sich weitere Forschungsfragen.

Im Rahmen der Gesamtfahrzeugmessungen lag der Fokus auf Messungen eines Fahrzeuges mit einer Doppelquerlenker-Vorderachse. Um eine Datenbasis aufzubauen und eine statistische Auswertung der einzelnen Einflussparameter der Achse durchzuführen, sind weitere Messungen, bei welchen die Achsprinzipien variiert werden, erforderlich. Mit einer umfangreichen Datenbasis könnte auch evaluiert werden, inwiefern sich vereinfachte Modelle, gegebenenfalls unter Zuhilfenahme neuronaler Netze, zur Prognose der Zahnstangenkraft eignen. Eingangsparameter für eine vereinfachte Modellbildung könnten beispielsweise die in dieser Arbeit ermittelten relevanten Komponenteneigenschaften bilden. Zu den bedeutenden Kerneigenschaften der Achskinematik zählen dabei beispielsweise der Radsturz, die Nachlaufstrecke, der Lenkrollradius oder der Radlasthebelarm. Wichtige Eigenschaften des Reifens wären hingegen das Reibungsverhalten und die Kenngrößen der Bodendruckverteilung. Beispiele hierfür sind der effektive Reibradius, der Abstand vom statischen zum geometrischen Aufstandspunkt oder der wirkende Gesamtdruck. Für eine vereinfachte Modellbildung müssten jedoch noch weitere Kenngrößen zur Charakterisierung der Bodendruckverteilung definiert werden. Ein Beispiel hierfür ist ein Kennwert, welcher die Homogenität der Bodendruckverteilung beschreibt.

Die Gesamtfahrzeugsimulation der maximalen Zahnstangenkraft weist, selbst mit dem neu entwickelten SupERRB-Tire Reifenmodell, eine Abweichung zur Messung auf. Die Ursache hierfür wurde noch nicht identifiziert, da der Schwerpunkt dieser Arbeit auf dem Reifenverhalten lag. Einen Beitrag leistet hierbei die Promotion von NEUMANN (D. Neumann, 2023), in welcher der Einfluss bisher vernachlässigter Parameter untersucht wird. Hierzu zählt beispielsweise die Reibung in der Achse und im Lenksystem, die Elastokinematik (z.B. Einfluss von Gummilagern), die Verspannung in der Achse oder der reale Radaufstandspunkt, welcher vom simulierten (geometrischen) abweicht.

Der in dieser Arbeit entwickelte Reifenprüfstand ermöglicht Messungen unter parkierrelevanten Bedingungen. Anhand von diesen Messungen wurden die relevanten Einflussparameter identifiziert. Durch eine weitreichendere Vermessung verschiedener Reifen ist eine Quantifizierung des Einflusses einzelner Parameter wie Reifenabnutzung, Radlast, Fülldruck, Sturz oder Reifendimension möglich (D. Neumann et al., 2022a). Der Reifenprüfstand weist fünf Freiheitsgrade auf, wobei lediglich die Rollbewegung des Reifens nicht nachgebildet werden kann. Es könnte untersucht werden, inwiefern die Reifenbewegung auf dem Prüfstand anhand von Daten einer Gesamtfahrzeugsimulation erfolgen kann. Wenn die dabei erfassten Reifenkräfte und -momente in die Simulation rückgeführt werden, kann eine Berechnung der Zahnstangenkraft erfolgen. Vom Prinzip her würde dies einer „Hardware in The Loop“ Simulation nahe kommen. Die potenzielle Abweichung in der Simulation durch ungenaue Reifenmodelle könnte eliminiert werden. Dies setzt jedoch voraus, dass der Reifen des zu entwickelnden Fahrzeugs bereits verfügbar ist. Alternativ müsste ein Reifen mit ähnlichen Eigenschaften geprüft werden.

Analog zu den Reifenprüfstandsmessungen würde es Sinn ergeben, die Bodendruckverteilung weiterer Reifen zu messen. Eine größere Datenbasis würde die Qualität des neuronalen Netzes des Bodendruckverteilungsmodells erhöhen, wodurch der Einfluss verschiedener Reifendimensionen

und Reifeneigenschaften auf die Bodendruckverteilung besser berechnet werden kann. Dadurch wird die Prognosegüte der Zahnstangenkraft, insbesondere in der frühen Phase, wenn keine Reifen zur Vermessung vorhanden sind, gesteigert werden. Dies wäre auch möglich, wenn die funktionalen Reifeneigenschaften (FTC), welche der Reifenmodellparametrierung in der frühen Fahrzeugentwicklungsphase dienen, erweitert werden. Neben dem FTC „Bohrmoment“ könnte dann beispielsweise noch die Längs- oder Quersteifigkeit eines Reifens prognostiziert werden. Wenn das Reifenmodell mit diesen parametriert wird, würde dessen Genauigkeit steigen.

Um die Genauigkeit kommerziell verfügbarer Reifenmodelle wie FTire oder MF-SWIFT zu steigern, ist eine Fortführung des wissenschaftlichen Austauschs mit den für diese Modelle verantwortlichen Firmen nötig. Hierbei könnten weitere Messdaten generiert und Anforderungen weiter zur Verfügung gestellt werden. Vonseiten der BMW Group kann die Reifenmodellentwicklung auf Basis von Simulationen und einem Abgleich mit Messungen bewertet werden. Im Rahmen einer Kooperation mit dem fka wird aktuell untersucht, inwiefern die Genauigkeit des FTire Reifenmodells bei der Standparkiersimulation gesteigert werden kann. Erste Ergebnisse zeigen, dass das FTire Reifenmodell durch eine parkierspezifische Parametrierung das Potenzial hierzu aufweist (D. Neumann et al., 2022b). Ebenso kann das MF-SWIFT Reifenmodell für das Parkieren im Stand erweitert werden. Hierfür erfolgt eine Zusammenarbeit mit der Firma Siemens Industrial Software GmbH, welche für die Architektur des MF-SWIFT Reifenmodells verantwortlich ist. Die Ergebnisse von LUGARO (Lugaro et al., 2022) deuten darauf hin, dass das MF-SWIFT Reifenmodell durch den Einsatz eines Bürsten-Reibungsmodells genauer wird.

Abbildungsverzeichnis

1.1	Frontloading und Potenzial.	2
2.1	Fahrzeugfestes und ortsfestes Koordinatensystem nach ISO 8855 (Deutsches Institut für Normung e.V., 2013).	8
2.2	TYDEX-C und TYDEX-W Koordinatensystem nach (Unrau et al., 1997).	9
2.3	Definition der Lenkungsgrößen bei „fester“ Spreizachse (Matschinsky, 2007).	9
2.4	Radführung der Vorderachse nach MATSCHINSKY (Matschinsky, 2007).	10
2.5	Grundaufbau eines Gürtelreifens (Schramm et al., 2018).	11
2.6	Reibungsmechanismen in Anlehnung an (Ignatyev et al., 2015; Kummer, 1966; Geyer, 1972).	13
2.7	Qualitativer Zusammenhang zwischen Reibkräften und Gleitgeschwindigkeit \dot{x} nach (Trzesniowski, 2014; Kummer, 1966; Willumeit, 1969). Im Fokus steht dabei die Zusammensetzung der Reibungskraft F_μ aus den Reibungsmechanismen Adhäsionsreibung F_{μ_a} und Hysteresereibung F_{μ_h}	14
2.8	Abhängigkeit des Reibwerts vom Anpressdruck und der Reifenaufstandsfläche.	15
2.9	Darstellung des geometrischen und statischen Kontaktpunkts sowie exemplarische Visualisierung der Bodendruckverteilung in der Reifenaufstandsfläche.	16
2.10	Vereinfachte Darstellung des Wirknetzes der Bodendruckverteilung.	17
2.11	Einfluss des Fülldrucks auf die Reifenaufstandsfläche (Woodward et al., 2013).	19
2.12	Einfluss des Fülldrucks auf die Bodendruckverteilung in Anlehnung an (Vilela et al., 2010).	19
2.13	Einfluss des Fülldrucks auf die Reifenaufstandsfläche in Anlehnung an (Minca, 2015).	20
2.14	Messung der Reifenaufstandsfläche bei 0° und 6° Sturz.	20
2.15	Bewegung des Radmittel- und Radaufstandspunkts beim Lenken im Stand. Auf Simulationsdaten basierende exemplarische Darstellung eines rechten Rades (Cho, 2009).	21
2.16	Bohrmoment M_z bei verschiedenen Radlasten und Fülldrücken nach (Einsle, 2011).	22
2.17	Einfluss der Radlast F_z und des Fülldrucks auf das maximale Bohrmoment \hat{M}_z nach (Einsle, 2011).	23
2.18	Längskraft F_x und Querkraft F_y der Reifen bei quasistatischer Verschiebung x des Reifens.	25

2.19	Reifenentwicklungsprozess mit dem Fokus auf dem lenkungsauslegungsrelevanten Bohrmoment.	27
2.20	Korrelation der funktionalen Reifeneigenschaften (FTC) nach STRIGEL (Strigel, 2023).	28
2.21	Vereinfachte Darstellung einer Achsschenkelenkung mit Lenkdreieck in Anlehnung an PFEFFER (Pfeffer et al., 2013). Neutralstellung der Räder (links) und maximale Auslenkung des rechten Rades (rechts).	30
2.22	Lenkübersetzung des Lenkgestänges in Abhängigkeit von der Zahnstangenposition. Dargestellt sind die Größen der linken Seite. Die Kraftangaben beziehen sich auf die Querkraft (Schramm et al., 2020).	31
2.23	Einsatzgebiete von Lenksystemen in verschiedenen Fahrzeug- und Leistungsklassen in Anlehnung an (Pfeffer et al., 2013).	33
2.24	Zusammensetzung des Rückstellmoments um die Lenkachse beim Parkieren im Stand nach SCHMITT (Schmitt, 2003).	38
2.25	Beim Lenken im Stand wirkende Kräfte und Momente.	39
2.26	Zahnstangenkraft in Abhängigkeit der Zahnstangengeschwindigkeit bei verschiedenen Fahrmanövern in Anlehnung an (Pfeffer et al., 2013).	41
2.27	V-Modell in der Fahrzeugentwicklung nach (Hillenbrand, 2012).	41
2.28	Lenkungsauslegung: Dimensionierung des Lenksystems.	43
2.29	Abgleich der simulierten und der gemessenen Zahnstangenkraft beim Parkieren im Stand.	45
2.30	Reproduzierbarkeit der Messungen beim Parkieren im Stand. Vergleich von drei Messungen beim Parkieren im Stand, welche unmittelbar aufeinander folgend bei gleichen Bedingungen durchgeführt wurden.	46
2.31	Einbindung der Reifenmodelle über das Standard Tire Interface (Gipser, 2000).	47
2.32	Komplexität der verschiedenen Reifenmodellkategorien nach (Wassertheurer, 2019; Ammon, 2005).	48
2.33	Modellierungsansatz des FTire Reifenmodells (Gipser, 2013).	50
2.34	Modellierungsansatz des MF-SWIFT Reifenmodells nach (A. J. Schmeitz et al., 2005).	51
2.35	Superkreise und Superellipsen für verschiedene Werte von n , a und b	53
2.36	Formen, die $f(x, y)$ und $g(x, y)$ annehmen können.	57
2.37	Coulomb'sches Reibungsmodell	58
2.38	Stribeck-Reibungsmodell. Reibungskraft F_μ in Abhängigkeit von der Reibungsgeschwindigkeit \dot{x} (Armstrong-Helouvry et al., 1994).	59
2.39	Hysterese des Dahl-Modells. Reibkraft F_μ als Funktion der Verschiebung $x(t)$ (Olsson et al., 1998).	61
2.40	Bürstenmodell (Kubisch, o. D.).	62
2.41	Flat-Trac III. CT Reifenprüfstand (MTS Systems Corporation, 2022).	63
2.42	Steifigkeitsprüfstand des IKA (C. Bachmann et al., 2017).	64
2.43	Reifenmessanhänger der Firma Siemens (ehemals TASS) (I. J. M. Besselink, 2019).	65
2.44	Messung der Bodendruckverteilung, bei welcher das FTIR Phänomen genutzt wird. Darstellung in Anlehnung an (Castillo Aguilar et al., 2017; Gent et al., 2006).	66
2.45	Tekscan VersaTek TireScan System (Tekscan Inc, 2018).	67
3.1	Aufbau der Messungen.	70

3.2	Gefilterte Summenspurstangen- und Zahnstangenkraft F_{ZST} in Abhängigkeit des Zahnstangenhubs x_{ZST}	72
3.3	Reproduzierbarkeit dreier Messungen bei Erreichen des rechten Lenkanschlags $\hat{x}_{ZST,1\dots3}$. Der Index 1...n beschreibt, wie oft er während einer Messung erreicht wurde.	73
3.4	Häufigkeit der gemessenen maximalen Zahnstangenkraft bei einer Variation der Fahrbahnen.	74
3.5	Einfluss der Lenkgeschwindigkeit $\dot{\varphi}_L$ und des Reifenabnutungsgrads auf die normierte maximale Zahnstangenkraft \hat{F}_{ZST}	75
3.6	Relative Standardabweichung σ_{rel} und relative Messabweichung f_{rel} der Messungen in Abhängigkeit der gewählten Messmethode und Einflussgröße (EG).	76
3.7	Zusammensetzung der Zahnstangenkraft F_{ZST} , Achskinematische Kenngrößen sowie Reifenkräfte und -momente in Abhängigkeit des Zahnstangenhubs x_{ZST} beim Lenken in den linken Endanschlag der Lenkung.	77
3.8	Einfluss des Achsprinzips auf die Zahnstangenkraft und das Moment um die Lenkachse bei steigendem, normiertem Zahnstangenhub \bar{x}_{ZST}	78
3.9	Achskinematische Einflussgrößen beim Parkieren im Stand. Variation der Vorderachsprinzipien Eingelenk-Federbeinachse („1GL“), Zweigelenk-Federbeinachse („2GL“) und Doppelquerlenker Vorderachse („DQL“). Kennwerte eines linken Rades beim Lenken nach links, wodurch der normierte Zahnstangenhub \bar{x}_{ZST} steigt.	79
3.10	Relative Anteile der Wirkmechanismen an der maximalen Zahnstangenkraft im Endanschlag bei drei verschiedenen Vorderachsprinzipien. Eingelenk-Federbein (1GL), Zweigelenk-Federbein (2GL) und Doppelquerlenker (DQL).	80
3.11	Normierte maximale Zahnstangenkraft \tilde{F}_{ZST} in Abhängigkeit der Radlast F_z	81
3.12	Einfluss der Radlast F_z auf die an der Zahnstange wirkende Gewichtsrückstellung sowie Reifenkräfte und -momente.	81
3.13	Einfluss des Fülldrucks p_i auf die normierte maximale Zahnstangenkraft \tilde{F}_{ZST}	82
3.14	Einfluss des Reifenfülldrucks p_i auf die an der Zahnstange wirkende Gewichtsrückstellung sowie Reifenkräfte und -momente.	83
3.15	KnC-Reifenprüfstand.	85
3.16	Reifenbewegung unter dreimaligem Durchlenken beim Parkieren im Stand. Variation der Vorderachsprinzipien Eingelenk-Federbein (1GL), Zweigelenk-Federbein (2GL) und Doppelquerlenker (DQL).	86
3.17	Häufigkeit des maximalen Sturzwinkels $\hat{\gamma}$ im Endanschlag bei 111 Vorderachsvarianten von Fahrzeugen der BMW Group.	87
3.18	Einfluss des Sturzes auf das maximale Bohrmoment \hat{M}_z	89
3.19	Einfluss der Radlast auf das Bohrmoment.	89
3.20	Einfluss des Fülldrucks p_i auf das maximale Bohrmoment \hat{M}_z	90
3.21	Einfluss einer zusätzlichen Translation des Reifens auf das Bohrmoment.	92
3.22	Vereinfachte Darstellung zur Verschiebung (schwarz) und übertragenen Reibkraft (blau) der Kontaktflächenelemente.	92
3.23	Einfluss von Sturz γ auf die Längs- und Querkraft zweier Reifen.	93
3.24	Einfluss von Radlast F_z auf die Längs- und Querkraft zweier Reifen.	94
3.25	Einfluss von Fülldruck p_i auf die Längs- und Querkraft zweier Reifen.	94
3.26	Einfluss einer zusätzlichen Rotation $\dot{\alpha}$ auf die Längs- und Querkraft zweier Reifen.	95

3.27	Aufbau des Systems zur Messung der Bodendruckverteilung.	97
3.28	Latin Hypercube Designvarianten nach (Dean et al., 2017) und (Siebertz et al., 2017).	100
3.29	Messpunkte des hybriden Messplans zur Erfassung der Bodendruckverteilung.	101
3.30	Messdaten vor und nach dem Postprocessing.	103
3.31	2D-Median-Filterung unter Verwendung eines 3×3 Abtastfensters.	104
3.32	Ungefilterte Messdaten und Median-Filterung unter Verwendung verschiedener Fenstergrößen.	105
3.33	Ausrichtung der geclusterten Längsprofilblöcke mit ihren identifizierten Umfängen (blau), Flächenschwerpunkten (rot) und der Symmetrielinie (schwarz).	106
3.34	Berechnung des Latsch-Referenzsystems LR bei 0° und 9° Sturz.	107
3.35	Delaunay-Triangulation und konvexe Hülle.	107
3.36	Darstellung der Methode zur Identifizierung des Längsprofils nach (Roempler Del- lien, 2019).	108
3.37	Einfluss des Sturzes auf die Bodendruckverteilung bei einer Radlast von 5,25 kN und einem Fülldruck von 2,4 bar.	110
3.38	Einfluss des Sturzes auf die Reifenaufstandsfläche.	110
3.39	Druckdifferenz und Verteilung des Drucks der einzelnen Kontaktflächenelemente bei 0° und 9° Sturz.	111
3.40	Einfluss des Sturzes auf die Druckverteilung in Reifenlängs- und Querrichtung.	111
3.41	Einfluss des Sturzes auf die Druckverteilung sowie auf relevante Kennwerte der Bodendruckverteilung.	112
3.42	Einfluss der Radlast auf die Bodendruckverteilung bei einem Sturz von 9° und einem Fülldruck von 2,4 bar.	113
3.43	Einfluss der Radlast auf die Reifenaufstandsfläche bei 9° Sturz.	114
3.44	Druckdifferenz und Verteilung des Drucks der einzelnen Kontaktflächenelemente bei 3 kN und 7,5 kN Radlast.	114
3.45	Einfluss der Radlast auf die Druckverteilung in Reifenlängs- und Querrichtung bei 9° Sturz.	115
3.46	Einfluss der Radlast auf die Druckverteilung sowie auf relevante Kennwerte der Bodendruckverteilung.	115
3.47	Einfluss des Fülldrucks auf die Bodendruckverteilung bei einem Sturz von 9° und einer Radlast von 5,25 kN.	116
3.48	Einfluss des Fülldrucks auf die Reifenaufstandsfläche.	117
3.49	Druckdifferenz und Verteilung des Drucks der einzelnen Kontaktflächenelemente bei 9° Sturz sowie 2,1 bar und 3,0 bar Fülldruck.	117
3.50	Einfluss des Fülldrucks auf die Druckverteilung in Reifenlängs- und Querrichtung.	118
3.51	Einfluss des Fülldrucks auf die Druckverteilung sowie auf relevante Kennwerte der Bodendruckverteilung.	118
3.52	Wirknetz zur Entstehung der Zahnstangenkraft beim Parkieren im Stand.	120
4.1	Komponenten des Reifenmodells. Bodendruckverteilung (links, vgl. Abschnitt 4.3 bis 4.5), Bürsten-Reibungsmodell (Mitte, vgl. Abschnitt 4.7), Reifenkarkassenmo- dell (rechts, vgl. Abschnitt 4.6.)	124
4.2	Berechnungsablauf des Reifenmodells.	125
4.3	Beschreibung der Aufstandsfläche mittels zweier Hälften einer Superellipse.	129

4.4	Messung der Reifenaufstandsfläche und Modellierung dieser mit zwei verschiedenen Superellipsen.	130
4.5	Parameteridentifikation des Koordinatentransformationsvektors und der Dimensionsparameter.	132
4.6	Punkte auf der konvexen Hülle vor und nach der Interpolation.	133
4.7	Verschiedene Ansichten einer gemessenen Bodendruckverteilung in der Reifenaufstandsfläche.	134
4.8	Punkte auf der konvexen Hülle vor und nach der Interpolation.	135
4.9	Berechnung der einzelnen Kraftprofile $p(x_{LR}, \hat{y}_{LR})$. Einfluss der Skalierungsfunktion $A(\hat{y}_{LR})$, der Krümmungsfunktion $B(\hat{y}_{LR})$ und der Normierungsfunktion $N_x(y_{LR})$	137
4.10	Vergleich der gemessenen und der modellierten Bodendruckverteilung.	139
4.11	Annäherung und Identifikation der Funktionswerte von $A(\hat{y}_{LR})$ und $B(\hat{y}_{LR})$ mit Hilfe der Funktion $p(x_{LR}, \hat{y}_{LR})$. Ein Beispiel anhand von drei verschiedenen Kraftprofilen.	140
4.12	Identifizierte Funktionswerte der einzelnen Kraftprofile (schwarze Punkte) sowie die Annäherung an diese mit den in blau dargestellten parametrisierten Funktionen $A(\hat{y}_{LR})$ und $B(\hat{y}_{LR})$	141
4.13	Veranschaulichung der Architektur des neuronalen Feedforward-Netzes.	142
4.14	Vergleich einer gemessenen und zwei simulierten Bodendruckverteilungen.	144
4.15	Rheologisches Modell für die Elastizität der Reifenkarkasse. Je nach entsprechendem Freiheitsgrad steht * für y , θ , ψ oder φ (Shao et al., 2021).	146
4.16	Borstenreibung des Bürstenmodells (Shao et al., 2021).	147
4.17	Reibungszustände und Borstenausdehnung der Kontaktflächenelemente zu verschiedenen Zeitpunkten $t_{0..3}$ einer Bohrmomentsimulation bei 6° Sturz.	149
5.1	Vergleich der gemessenen und simulierten Zahnstangenkraft in Abhängigkeit des Zahnstangenhubs x_{ZST} bei 1284 kg Vorderachslast und 2,4 bar Fülldruck.	152
5.2	Vergleich der gemessenen und simulierten maximalen Zahnstangenkraft \hat{F}_{ZST} in Abhängigkeit der Radlast F_z bei konstantem Fülldruck von 2,4 bar.	153
5.3	Vergleich der gemessenen und simulierten maximalen Zahnstangenkraft \hat{F}_{ZST} in Abhängigkeit des Reifenfülldrucks p_i bei konstanter Radlast von 6,3 kN.	154
5.4	Boxplot der relativen Abweichungen f_{rel} aller Simulationen zu den Messungen über den normierten Zahnstangenhub \bar{x}_{ZST}	155
5.5	Gemessene und simulierte Bodendruckverteilung bei 6 kN Radlast, 2,4 bar Fülldruck und 9° Sturz.	156
5.6	Gemessene und simulierte Reifenaufstandsfläche bei 2,4 bar Fülldruck und 6 kN Radlast.	157
5.7	Summendruck bei 9° Sturz, 2,4 bar Fülldruck und 6 kN Radlast.	158
5.8	Kennwerte der Bodendruckverteilung in Abhängigkeit des Sturzes bei 2,7 bar Fülldruck und 6 kN Radlast.	158

Tabellenverzeichnis

2.1 Einflussparameter auf das maximale Bohrmoment und die Torsionssteifigkeit von Reifen beim Lenken im Stand (Einsle, 2011).	24
2.2 Einflussparameter der Längs- und Quersteifigkeit.	26
2.3 Verbreitete Vertreter von Reifenmodellen.	49
2.4 Ansätze zur Modellierung der Reifenaufstandsfläche.	54
2.5 Ansätze zur Modellierung der Bodendruckverteilung innerhalb der Reifenaufstandsfläche.	57
3.1 Einflussparameter des Reifens, der Achskinematik und des Gesamtfahrzeugs auf die maximale Zahnstangenkraft sowie deren Wirkmechanismen Reifen- und Gewichtsrückstellmoment.	83
3.2 Spezifikation der KnC-Prüfplattform (MTS Systems Corporation, 1996).	86
3.3 Parameter der Reifenmessungen.	88
3.4 Einfluss der Parameter Sturz, Radlast, Fülldruck sowie Rotation und Translation auf die Reifenkräfte und -momente.	96
3.5 Tekscan Sensor Spezifikationen (Tekscan Inc, 2018).	98
3.6 Relevante Parameter und Genauigkeit des Flat-Trac [®] III CT Reifenprüfstands nach (MTS Systems Corporation, 2022) und (Industrieanalagen-Betriebsgesellschaft mbH, 2021).	98
3.7 Übersicht des hybriden Messplanentwurfs.	102
3.8 Einfluss der Parameter Sturz, Radlast und Fülldruck auf die verschiedenen Faktoren der Bodendruckverteilung in der Reifenaufstandsfläche.	119
4.1 Parameter des Reifenmodells.	127
4.2 Eigenschaften des neuronalen Netzes für das Aufstandsflächenmodell.	143
4.3 Eigenschaften des neuronalen Netzes für das Druckverteilungsmodell.	143
5.1 Relativer Fehler f_{rel} der mit dem SupERRB-Tire und FTire Reifenmodell simulierten Zahnstangenkräften in Abhängigkeit des normierten Zahnstangenhubs \bar{x}_{ZST}	155
A.1 Vollfaktorieller Messplan der Reifenmessung. Messnummer # sowie die korrespondierenden Messbedingungen Fülldruck p_i , Radlast F_z , Sturz γ , Radlenkgeschwindigkeit $\dot{\delta}$, Längsverschiebung \dot{x} , Querverschiebung \dot{y} und Vertikalverschiebung \dot{z}	189

A.1	Fortsetzung des Messplans der Bodendruckverteilungsmessung.	190
A.1	Fortsetzung des Messplans der Bodendruckverteilungsmessung.	191
A.1	Fortsetzung des Messplans der Bodendruckverteilungsmessung.	192
B.1	Hybrider Messplan der Bodendruckverteilungsmessung.	193
B.1	Fortsetzung des Messplans der Bodendruckverteilungsmessung.	194
B.1	Fortsetzung des Messplans der Bodendruckverteilungsmessung.	195
B.1	Fortsetzung des Messplans der Bodendruckverteilungsmessung.	196
B.1	Fortsetzung des Messplans der Bodendruckverteilungsmessung.	197
B.1	Fortsetzung des Messplans der Bodendruckverteilungsmessung.	198
B.1	Fortsetzung des Messplans der Bodendruckverteilungsmessung.	199
B.1	Fortsetzung des Messplans der Bodendruckverteilungsmessung.	200
C.1	Variablen der Borste i Shao et al., 2021.	201
C.2	Parameter des Bürsten-Reibungsmodells Shao et al., 2021.	201
C.3	Bewegungsgleichung der Borste i im statischen Reibzustand Shao et al., 2021.	202
C.4	Bewegungsgleichung für die Borstenbewegung i im dynamischen Reibzustand Shao et al., 2021.	202

Literaturverzeichnis

- Ammon, D. (2005): “Vehicle dynamics analysis tasks and related tyre simulation challenges”. In: *Vehicle System Dynamics* 43.sup1, S. 30–47. ISSN: 0042-3114.
- Angrick, C.; S. van Putten; G. Prokop (2014): “Influence of tire core and surface temperature on lateral tire characteristics”. In: *SAE International Journal of Passenger Cars-Mechanical Systems* 7.2014-01-0074, S. 468–481. ISSN: 1946-3995.
- Applus IDIADA (2020): *Advanced Ride Comfort Development on the Driving Simulator*. URL: https://www.cosin.eu/wp-content/uploads/IDIADA_VI-Grade_Driving-Simulator_Workshop_2020.pdf (besucht am 18.02.2022).
- Armstrong-Helouvry, B.; P. Dupont; C. C. de Wit (1994): “A survey of models, analysis tools and compensation methods for the control of machines with friction”. In: *Automatica* 30.7, S. 1083–1138. ISSN: 00051098.
- Bachmann, C. et al. (2017): “Innovative Prüfstandarchitektur zur Ermittlung von Reifeneigenschaften”. In: *ATZ-Automobiltechnische Zeitschrift* 119, S. 42–47. ISSN: 0001-2785.
- Bachmann, T. (1996): “Literaturrecherche zum Reibwert zwischen Reifen und Fahrbahn”. In: *Fortschritt-Berichte VDI: Reihe 12, Verkehrstechnik, Fahrzeugtechnik* 286.
- Bachus, K. N. et al. (2006): “Measuring contact area, force, and pressure for bioengineering applications: using Fuji Film and TekScan systems”. In: *Medical engineering & physics* 28.5, S. 483–488. ISSN: 1350-4533.
- Bäcker, M.; A. Gallrein (2016): *CDTire: Scaleable Tire Model*. Hrsg. von Fraunhofer-Institut für Techno- und Wirtschaftsmathematik ITWM. Kaiserslautern. URL: https://www.itwm.fraunhofer.de/content/dam/itwm/de/documents/MDF_Infomaterial/mdf_flyer_CD_Tire-EN.pdf (besucht am 19.06.2020).
- Bai, F.; K. Guo; D. Lu (2013): “Tire Model for Turn Slip Properties”. In: *SAE International Journal of Commercial Vehicles* 6.2, S. 353–361. ISSN: 1946-3928.
- Bakker, E.; L. Nyborg; H. B. Pacejka (1987): “Tyre modelling for use in vehicle dynamics studies”. In: *SAE transactions* 870421, S. 190–204. ISSN: 0096-736X.
- Beachkofski, B.; R. Grandhi (2002): “Improved Distributed Hypercube Sampling”. In: *43rd AIAA/ASME/ASCE/AHS/ASC Structures*.
- Beal, C. E.; S. Brennan (2020a): “Friction detection from stationary steering manoeuvres”. In: *Vehicle System Dynamics* 58.11, S. 1736–1765. ISSN: 0042-3114.
- Beal, C. E.; S. Brennan (2020b): “Modeling and friction estimation for automotive steering torque at very low speeds”. In: *Vehicle System Dynamics* 7.1, S. 1–27. ISSN: 0042-3114.
- Belki, A. E. et al. (1997): “Some Models and Methods of Pneumatic Tire Models”. In: *Tire Models for Vehicle Dynamics Analysis, Supplement to Vehicle System Dynamics* 27, S. 250–271.

- Besselink, I. J. M. (2019): “Tire Characteristics and Modeling”. In: *Vehicle Dynamics of Modern Passenger Cars*, S. 47–108.
- Besselink, I. J.; A. J. Schmeitz; H. B. Pacejka (2010): “An improved Magic Formula/Swift tyre model that can handle inflation pressure changes”. In: *Vehicle System Dynamics* 48.S1, S. 337–352. ISSN: 0042-3114.
- Bliman, P.-A.; M. Sorine (1993): “A system-theoretic approach of systems with hysteresis. Application to friction modelling and compensation”. In: *Proceedings of the 2nd European control conference*, S. 1844–1849.
- Böttrich, M. (2015): “Entwicklung von Produktfamilien in den frühen Phasen des Produktentstehungsprozesses: Methode zur effizienten Konfigurierung, Konstruktion und Analyse”. Dissertation. Dresden: Technische Universität Dresden.
- Bratzel, S. (2019): *CAM-Studie 2019: Globale Automobilkonzerne unter Transformations- und Kostendruck*. Bergisch Gladbach. URL: <https://www.rheinische-anzeigenblaetter.de/sonderthemen/ratgeber/auto-mobil/cam-studie-2019-globale-automobilkonzerne-unter-transformations--und-kostendruck-32810434> (besucht am 17. 02. 2021).
- Brenton-Rule, A. et al. (2012): “Reliability of the TekScan MatScan® system for the measurement of postural stability in older people with rheumatoid arthritis”. In: *Journal of foot and ankle research* 5.1, S. 21. ISSN: 1757-1146.
- Bürckert, M.; F. Gauterin; H.-J. Unrau (2012): *Untersuchung des Einflusses der Grobtextur auf Messergebnisse mit dem SKM-Messverfahren: Frank Gauterin ; Hans-Joachim Unrau*. Bd. 78. Berichte der Bundesanstalt für Straßenwesen S, Straßenbau. Bremerhaven: Wirtschaftsverlag N. W. Verlag für neue Wissenschaft. ISBN: 978-3-86918-269-8.
- Cao, D. et al. (2019): “Study on low-speed steering resistance torque of vehicles considering friction between tire and pavement”. In: *Applied Sciences* 9.5.
- Castillo Aguilar, J. J. et al. (2017): “Optimization of an Optical Test Bench for Tire Properties Measurement and Tread Defects Characterization”. In: *Sensors (Basel, Switzerland)* 17.4. ISSN: 1424-8220.
- Chan, R. H.; C.-W. Ho; M. Nikolova (2005): “Salt-and-pepper noise removal by median-type noise detectors and detail-preserving regularization”. In: *IEEE Transactions on image processing* 14.10, S. 1479–1485. ISSN: 1057-7149.
- Chen, P.-Y.; C.-Y. Lien (2008): “An efficient edge-preserving algorithm for removal of salt-and-pepper noise”. In: *IEEE signal processing letters* 15, S. 833–836. ISSN: 1070-9908.
- Cho, Y. G. (2009): “Vehicle steering returnability with maximum steering wheel angle at low speeds”. In: *International Journal of Automotive Technology* 10.4, S. 431–439. ISSN: 1229-9138.
- Chodera, J.; M. Hard (1957): “Examination methods of standing in man”. In: *FU Czechoslovakian Academy of Sciences, Prague. Vols*, S. 1–3.
- Clark, S. K. (1971): “Mechanics of pneumatic tires (NBS Monograph 122)”. In: *Washington, DC: National Bureau of Standards* 19, S. 71.
- Cooper, R. G. (1994): “Third-Generation New Product Processes”. In: *Journal of Product Innovation Management* 11.1, S. 3–14. ISSN: 0737-6782.
- Dahl, P. R. (1968): “A solid friction model”. In: Technical Report. Hrsg. von The Aerospace Corporation.
- Dean, A.; D. Voss; D. Draguljić (2017): *Design and Analysis of Experiments*. 2. Aufl. Springer Texts in Statistics. Springer. ISBN: 978-3-319-52248-7.

- Decker, M. (2009): “Zur Beurteilung der Querdynamik von Personenkraftwagen”. Dissertation. München: Technische Universität München.
- Dessort, R.; C. Chucholowski (2018): “Efficient parameterization of a user-friendly tire model”. In: *9th International Munich Chassis Symposium*, S. 811–825.
- Deur, J.; J. Asgari; D. Hrovat (2004): “A 3D Brush-type Dynamic Tire Friction Model”. In: *Vehicle System Dynamics* 42.3, S. 133–173. ISSN: 0042-3114.
- Deutsches Institut für Normung e.V. (2013): *Straßenfahrzeuge - Fahrzeugdynamik und Fahrverhalten - Begriffe: Teil 2: Koordinatensysteme*. Berlin.
- Douglas, R. A. (2009): “Tyre/road contact stresses measured and modelled in three coordinate directions”. In: *NZ Transport Agency research report 384*.
- Dudziński, P. (2005): *Lenksysteme für Nutzfahrzeuge*. VDI-Buch. Berlin, Heidelberg: Springer-Verlag Berlin Heidelberg. ISBN: 3-540-22788-1.
- Ehret, M.; M. Kleinaltenkamp (1998): *Prozeßmanagement im Technischen Vertrieb*. Springer Berlin Heidelberg. ISBN: 978-3-642-63768-1.
- Ehrlenspiel, K.; A. Kiewert; U. Lindemann (2007): *Kostengünstig entwickeln und konstruieren*. 6. Aufl. Springer Berlin Heidelberg. ISBN: 978-3-540-74222-7.
- Eichhorn, U. (1994): “Reibwert zwischen Reifen und Fahrbahn-Einflußgrößen und Erkennung”. In: *Fortschritt-Berichte VDI: Reihe 12, Verkehrstechnik, Fahrzeugtechnik* 222.
- Einsle, S. (2011): “Analyse und Modellierung des Reifenübertragungsverhaltens bei transienten und extremen Fahrmanövern”. Dissertation. Dresden: Technische Universität Dresden.
- Fang, K.-T.; R. Li; A. Sudjianto (2005): *Design and modeling for computer experiments*. Chapman and Hall/CRC. ISBN: 0429143761.
- Farroni, F.; A. Sakhnevych; F. Timpone (2016): “Physical modelling of tire wear for the analysis of the influence of thermal and frictional effects on vehicle performance”. In: *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part L: Journal of Materials Design and Applications*, S. 1464420716666107. ISSN: 1464-4207.
- Farroni, F. et al. (2014): “TRT: thermo racing tyre a physical model to predict the tyre temperature distribution”. In: *Meccanica* 49.3, S. 707–723. ISSN: 0025-6455.
- Fernando, E. G. et al. (2006): “Evaluation of effects of tire size and inflation pressure on tire contact stresses and pavement response”. In: *FHWA/TX-06/0-4361-1*.
- Fischlein, H. (1999): “Untersuchung des Fahrbahnoberflächeneinflusses auf das Kraftschlussverhalten von Pkw-Reifen”. Dissertation. Karlsruhe: Universität Karlsruhe.
- Gail, J. et al. (2006): “Untersuchung von Reifen mit Notlaufeigenschaften”. In: *Berichte der Bundesanstalt für Straßenwesen* 57.
- Gardner, M. (1977): “Piet Hein’s superellipse”. In: *Mathematical Carnival. A New Round-Up of Tentacles and Puzzles From Scientific American*, Vintage Press, New York, S. 240–254.
- Gent, A. N.; J. D. Walter (2006): “The pneumatic tire”. In: *Mechanical Engineering Faculty Research* 854.
- Geyer, W. (1972): “Der Einfluß geometrischer Reibflächen-Rauhigkeitsformen auf das trockene und nasse Reibverhalten von Gummi”. In: *Automobil-Industrie* 2, S. 41–45.
- Gipser, M. (2000): *ADAMS/FTire - A Tire Model for Ride & Durability Simulations*. URL: https://www.cosin.eu/wp-content/uploads/ftire_eng_2.pdf (besucht am 25.02.2022).
- Gipser, M. (2007): “FTire – the tire simulation model for all applications related to vehicle dynamics”. In: *Vehicle System Dynamics* 45.sup1, S. 139–151. ISSN: 0042-3114.

- Gipser, M. (2013): *FTire: A Physically Based Tire Model for Handling, Ride, and Durability*. Hrsg. von Cosin Scientific Software AG. München. URL: <https://www.cosin.eu/support/literature/> (besucht am 14.05.2020).
- Gipser, M. (2001): "Reifenmodelle in der Fahrzeugdynamik: Eine einfache Formel genügt nicht mehr, auch wenn sie magisch ist". In: *MKS-Simulation in der Automobilindustrie*, S. 1–16.
- Gipser, M. (2003): *The FTire tire model family*. URL: https://www.researchgate.net/profile/https://www.researchgate.net/publication/266579992_The_FTire_Tire_Model_Family/link/54b78d980cf2e68eb280244c/download (besucht am 25.02.2022).
- Gooch, J. W. (2010): *Encyclopedic dictionary of polymers*. 2. Aufl. Bd. 1. Springer reference. New York, NY: Springer Science & Business Media. ISBN: 978-0-387-30160-0.
- Grosch, K. A. (1985): "Einige Einflüsse auf die Strassenhaftung von Stahlgürtelreifen". In: *Kautschuk und Gummi, Kunststoffe* 38.4, S. 273–280. ISSN: 0022-9520.
- Guthrie, A. G.; T. R. Botha; P. S. Els (2017): "3D contact patch measurement inside rolling tyres". In: *Journal of Terramechanics* 69, S. 13–21. ISSN: 00224898.
- Gutjahr, D. (2014): *Objektive Bewertung querdynamischer Reifeneigenschaften im Gesamtfahrzeugversuch*. Bd. 20. Karlsruher Schriftenreihe Fahrzeugsystemtechnik. Karlsruhe: KIT Scientific Publishing. ISBN: 9783731501534.
- Haken, K.-L. (1993): *Konzeption und Anwendung eines Meßfahrzeugs zur Ermittlung von Reifenkennfeldern auf öffentlichen Straßen*. Inst. für Verbrennungsmotoren und Kraftfahrwesen der Univ. Stuttgart. ISBN: 3924860157.
- Hallonborg, U. (1996): "Super ellipse as tyre-ground contact area". In: *Journal of Terramechanics* 33.3, S. 125–132. ISSN: 00224898.
- Heacock, F. H.; H. Jeffery (1953): "The Application of Power Assistance to the Steering of Wheeled Vehicles". In: *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers: Automobile Division* 7.1, S. 69–94. ISSN: 0367-8822.
- Hein, P. (1964): "Superellipsen-en enkel løsning af et alment problem". In: *Dansk Kunsthåndværk* 97.
- Heinrich, G. et al. (2002): "Zum Einfluss der Strassenoberflächen auf das Bremsverhalten von Pkw-Reifen beim ABS-nass und ABS-trocken Bremsvorgang". In: *Fortschritt-Berichte VDI: Reihe 12, Verkehrstechnik, Fahrzeugtechnik* 511, S. 69–86.
- Heißing, B. (2008): *Fahrwerkhandbuch: Grundlagen, Fahrdynamik, Komponenten, Systeme, Mechatronik, Perspektiven ; mit 76 Tabellen*. 2., verb. und aktualisierte Aufl. Praxis. Wiesbaden: Vieweg + Teubner. ISBN: 978-3-8348-0444-0.
- Herrmann, C. (2010): *Ganzheitliches Life Cycle Management*. Springer Berlin Heidelberg. ISBN: 978-3-642-01420-8.
- Hess, D. P.; A. Soom (1990): "Friction at a lubricated line contact operating at oscillating sliding velocities". In: *Journal of tribology* 112.1, S. 147–152. ISSN: 0742-4787.
- Hesse, B. (2011): "Wechselwirkung von Fahrzeugdynamik und Kfz-Bordnetz unter Berücksichtigung der Fahrzeugbeherrschbarkeit". Dissertation. Universität Duisburg-Essen.
- Hillenbrand, M. (2012): *Funktionale Sicherheit nach ISO 26262 in der Konzeptphase der Entwicklung von Elektrik/Elektronik Architekturen von Fahrzeugen*. Bd. 4. Steinbuch Series on Advances in Information Technology. Karlsruhe: KIT Scientific Publishing. ISBN: 3866448031.
- Hirschberg, W.; G. Rill; H. Weinfurter (2007): "Tire model TMeasy". In: *Vehicle System Dynamics* 45.sup1, S. 101–119. ISSN: 0042-3114.

- Holtzschulze, J. (2006): "Analyse der Reifenverformungen für eine Identifikation des Reibwerts und weiterer Betriebsgrößen zur Unterstützung von Fahrdynamikregelsystemen". Dissertation. Aachen: Rheinisch-Westfälische Technische Hochschule Aachen.
- Ignatyev, P. A. et al. (2015): "Tire ABS-Braking Prediction with Lab Tests and Friction Simulations". In: *Tire science and technology* 43.4, S. 260–275. ISSN: 0090-8657.
- Industrieanalagen-Betriebsgesellschaft mbH (2021): *Flat-Trac III CT Flachbahn-Reifenprüfstand*. Hrsg. von Industrieanalagen-Betriebsgesellschaft mbH. URL: <https://www.iabg.de/geschaeftsfelder/automotive/erprobung-und-betriebsfestigkeit/fahrwerk/pruefzentrum-fuer-raeder-reifen-radlager-und-bremsscheiben/flat-trac-r-iii-ct-flachbahn-reifenpruefstand> (besucht am 21.03.2021).
- Institut für Kraftfahrzeuge (2017): *Prüfstandskatalog*. Hrsg. von Institut für Kraftfahrzeuge. Aachen. URL: <https://www.ika.rwth-aachen.de/images/forschung/pruefstaende/pruefstandskatalog-de.pdf> (besucht am 01.07.2020).
- Isermann, R. (2006): *Fahrdynamik-Regelung: Modellbildung, Fahrerassistenzsysteme, Mechatronik*. Wiesbaden: Friedr. Vieweg & Sohn Verlag / GWV Fachverlage GmbH, Wiesbaden. ISBN: 978-3-8348-9049-8.
- Ivanov, V. (2010): "Analysis of Tire Contact Parameters Using Visual Processing". In: *Advances in Tribology* 2010, S. 1–11. ISSN: 1687-5915.
- Johanastrom, K.; C. Canudas-De-Wit (2008): "Revisiting the LuGre friction model". In: *IEEE control Systems* 28.6, S. 101–114. ISSN: 1066-033X.
- John Burkard (2019): *IHS - Improved Hypercube Sampling*. Hrsg. von Tulane University. URL: https://people.sc.fsu.edu/~jburkardt/cpp_src/ihs/ihs.html (besucht am 25.02.2022).
- Johnson, R. T. et al. (2010): "Comparing computer experiments for fitting high-order polynomial metamodels". In: *Journal of Quality Technology* 42.1, S. 86–102. ISSN: 0022-4065.
- Keller, T. (2005): "A Model for the Prediction of the Contact Area and the Distribution of Vertical Stress below Agricultural Tyres from Readily Available Tyre Parameters". In: *Biosystems Engineering* 92.1, S. 85–96. ISSN: 15375110.
- Kenarsari, A. E.; S. J. Vitton; J. E. Beard (2017): "Creating 3D models of tractor tire footprints using close-range digital photogrammetry". In: *Journal of Terramechanics* 74, S. 1–11. ISSN: 00224898.
- Kendziorra, N.; V. Härtel (2003): "Einsichten in die Dynamik des Reifen/Fahrbahn-Kontaktes und deren Bedeutung fuer geregelte Bremsvorgaenge/On the dynamics of tire/road contact and the relevance for controlled braking". In: *VDI-Berichte* 1791. ISSN: 31809179.
- Kennedy, K. (2013): "Bridging the gap between space-filling". Dissertation. Arizona: Arizona State University.
- Kilner, J. R. (1982): "Pneumatic tire model for aircraft simulation". In: *Journal of Aircraft* 19.10, S. 851–857. ISSN: 0021-8669.
- Kim, D. H. et al. (2007): "Evaluation and experimental validation of steering efforts considering tire static friction torque and suspension and steering systems characteristics". In: *SAE Technical Paper* 2007-01-3641.
- Kim, M. et al. (2014): "Rack Force Estimation Method using a Tire Mesh Model". In: *Transactions of the Korean Society of Automotive Engineers* 22.3, S. 130–135. ISSN: 1225-6382.
- Klein, R. (2005): *Algorithmische Geometrie: Grundlagen, Methoden, Anwendungen*. 2. Aufl. eXamen.press. Springer. ISBN: 9783540209560.

- Komandi, G. (1976): “Die bestimmung von Durchfederung, Kontaktfläche, Abmessungen und Tragfähigkeit für angetriebene Luftreifen auf einer betonfahrbahn von G. Komandi”. In: *Journal of Terramechanics* 13.1, S. 60. ISSN: 00224898.
- Konstantinou, I.; K. Sedlan; W. Verstedden (2020): “Reifenmodelle zur Simulation extremer Fahrdynamik-Testmanöver”. In: *ATZ - Automobiltechnische Zeitschrift* 122.6, S. 16–21. ISSN: 2192-8800.
- Kubisch, M. (o. D.): “Modellierung und Simulation nichtlinearer Motoreigenschaften”. Studienarbeit. Humboldt-Universität zu Berlin.
- Kummer, H. W.; W. E. Meyer (1967): “Verbesserter Kraftschluß zwischen Reifen und Fahrbahn-Ergebnisse einer neuen Reibungstheorie”. In: *Automobiltechnische Zeitschrift* 69.8, S. 245–251.
- Kummer, H. W. (1966): “Unified theory of rubber and tire friction”. In: *Engineering Research Bulletin* B-94.
- Leister, G. (2015): *Fahrzeugräder - Fahrzeugreifen: Entwicklung - Herstellung - Anwendung*. 2. Aufl. ATZ/MTZ-Fachbuch. Wiesbaden: Springer Fachmedien Wiesbaden. ISBN: 978-3-658-07464-7.
- Leistner, B. (2019): *Fahrwerkentwicklung und produktionstechnische Integration ab der frühen Produktentstehungsphase*. Springer. ISBN: 3658268670.
- Li, Y.; W. Y. Liu; S. Frimpong (2012): “Effect of ambient temperature on stress, deformation and temperature of dump truck tire”. In: *Engineering Failure Analysis* 23, S. 55–62. ISSN: 1350-6307.
- Liang, C. et al. (2013): “Tread wear and footprint geometrical characters of truck bus radial tires”. In: *Chinese Journal of Mechanical Engineering* 26.3, S. 506–511. ISSN: 2192-8258.
- Liang, W.; J. Medanic; R. Ruhl (2008): “Analytical dynamic tire model”. In: *Vehicle System Dynamics* 46.3, S. 197–227. ISSN: 0042-3114.
- Lister, N. W.; D. E. Nunn (1968): “Contact areas of commercial vehicle tyres”. In: 172. Hrsg. von Road Research Laboratory.
- Liu, G. X. (1992): “The area and stresses of contact between tyres and road surface and their effects on road surface”. Dissertation. Ulster: University of Ulster.
- Livingstone, D. J. (2008): *Artificial neural networks: Methods and applications*. Bd. 458. Methods in molecular biology. Totowa NJ: Humana Press. ISBN: 978-1-60327-101-1.
- Loeb, J. S. et al. (1990): “Lateral Stiffness, Cornering Stiffness and Relaxation Length of the Pneumatic Tire”. In: *SAE transactions*, S. 147–155. ISSN: 0096-736X.
- Lu, R.-S.; N. LIU; X. H. CHEN (2010): “Measurement of vehicle tire footprint pattern and pressure distribution using piezoresistive force sensor mat and image analysis”. In: *Key Engineering Materials* 437, S. 467–471.
- Lugaro, C.; V. Patil; D. Neumann (2022): “A semi-empirical tire model for realistic parking maneuver scenarios”. In: *Vehicle Dynamics and Testing International magazine 2022*.
- Lugaro, C. et al. (2016): “Development of a Parameter Identification Method for MF-Tyre/MF-Swift Applied to Parking and Low Speed Manoeuvres”. In: *SAE Int. J. Passeng. Cars - Mech. Syst.* 9.2, S. 892–902.
- Lugaro, C. et al. (2017): “Method for virtual tyre and braking distance simulation”. In: *ATZ worldwide* 119.6, S. 16–21.
- Lyasko, M. I. (1994): “The determination of deflection and contact characteristics of a pneumatic tire on a rigid surface”. In: *Journal of Terramechanics* 31.4, S. 239–246. ISSN: 00224898.

- Ma, B. et al. (2016): “Analysis of vehicle static steering torque based on tire–road contact patch sliding model and variable transmission ratio”. In: *Advances in Mechanical Engineering* 8.9. ISSN: 1687-8140.
- Mäckle, G.; T. Schirle (2002): “Active Tire Tilt Control: Ein Reifen-Fahrwerksystem zur verbesserten Kraftübertragung zwischen Reifen und Straße.” In: *Darmstädter Reifenkolloquium. Fortschritt-Berichte VDI Reihe 12*.
- Malinverni, P. G. (2015): *More than 50 years of standardisation*. Hrsg. von The European Tyre and Rim Technical Organisation. Brüssel. URL: <https://www.etrto.org/getattachment/About-us/History/ETRTO-MORE-THAN-50-YEARS-OF-STANDARDISATION-2015-03-25.pdf?lang=en-US> (besucht am 13.07.2020).
- Matschinsky, W. (2007): *Radführungen der Straßenfahrzeuge: Kinematik, Elasto-Kinematik und Konstruktion*. 3., aktualisierte und erweiterte Auflage. Berlin, Heidelberg: Springer-Verlag Berlin Heidelberg. ISBN: 978-3-540-71196-4.
- Maurice, J. P. (2000): “Short wavelength and dynamic tyre behaviour under lateral and combined slip conditions”. Dissertation. Delft: Delft University of Technology.
- Meyer, W. E.; H. W. Kummer (1964): “Die Kraftübertragung zwischen Reifen und Fahrbahn”. In: *Automobiltechnische Zeitschrift* 66.9, S. 245–250.
- Meywerk, M. (2007): *CAE-Methoden in der Fahrzeugtechnik*. Berlin: Springer. ISBN: 978-3-540-49866-7.
- Minca, C. (2015): “The determination and analysis of tire contact surface geometric parameters”. In: *Review of the Air Force Academy* 1, S. 149. ISSN: 1842-9238.
- MTS Systems Corporation (1999): “Kinematik und Achssteifigkeitsprüfstand: Vier-Rad Fahrzeug-aufhängung”. In: Handbuch.
- MTS Systems Corporation (2022): *MTS Flat-Trac® III CT Tire Test System: For Dynamic Force and Moment Testing of Passenger Car Tires*. Hrsg. von MTS Systems Corporation. URL: https://www.mts.com/cs/groups/public/documents/library/dev_003376.pdf (besucht am 25.02.2022).
- MTS Systems Corporation (1996): “MTS Kinematic And Compliance Deflection Measurement System Provides Information On Suspension Performance”. In: Application Notes. Hrsg. von MTS Systems Corporation.
- Nagasaka, K.; J. Nagai; M. Yamamoto (2011): “Development of an estimation rack bar axial force caused by stationary steering”. In: *JSAE Trans* 42, S. 685–690.
- Nakamura, I.; K. Ikawa (1979): “Analysis of steering force at low speed”. In: *SAE Technical Paper* 790739.
- Neumann, D. (2023): “Entwicklung einer Prognosemethode der beim „Parkieren im Stand“ auftretenden Zahnstangenkräfte für die virtuelle Lenkungsauslegung”. Dissertation. Duisburg: Universität Duisburg-Essen.
- Neumann, D. et al. (2022a): “Identification of Characteristic Tire Parameters for the Virtual Steering System Design”. In: *Tire Science and technology*.
- Neumann, D. et al. (2022b): “Parking-Specific Parameterization Method for FTire”. In: *Tire Science and technology*.
- Neumann, E. (2013): *Der neuzeitliche Strassenbau: Aufgaben und Technik*. Springer-Verlag. ISBN: 3662307480.

- Niedermeier, F.; U. Peckelsen; F. Gauterin (2013a): “Virtual Tires in the Early Vehicle Development Stage”. In: *International Journal of Emerging Technology and Advanced Engineering* 3.7, S. 394–401.
- Niedermeier, F. (2015): “Virtuelle Grundausslegung funktionaler Reifeneigenschaften im Auslegungsprozess Fahrdynamik”. Dissertation. Karlsruhe: Karlsruher Institut für Technologie.
- Niedermeier, F. et al. (2013b): “Virtual Optimization of the Interaction between Tires and the Vehicle”. In: *International Journal of Modeling and Optimization* 3.1, S. 20. ISSN: 2010-3697.
- Nüssle, M. (2002): “Ermittlung von Reifeneigenschaften im realen Fahrbetrieb”. Dissertation. Karlsruhe: Universität Karlsruhe.
- Oertel, C. (2021): *RMOD-K Formula Documentation*. URL: <https://www.rmod-k.com/images/stories/media/downloads/Formula/RMOD-K-Formula-Documentation.pdf> (besucht am 25.02.2022).
- Oertel, C.; A. Fandre (2001): “Das Reifenmodellsystem RMOD-K”. In: *ATZ-Automobiltechnische Zeitschrift* 103.11, S. 1074–1079. ISSN: 0001-2785.
- Olsson, H. et al. (1998): “Friction models and friction compensation”. In: *European journal of control* 4.3, S. 176–195. ISSN: 0947-3580.
- Pacejka, H. B.; I. J. Besselink (1997): “Magic Formula Tyre Model with Transient Properties”. In: *Vehicle System Dynamics* 27.sup001, S. 234–249. ISSN: 0042-3114.
- Pacejka, H. B. (2012): *Tire and Vehicle Dynamics*. 3. Aufl. Elsevier Science.
- Pacejka, H. B. (2007): *Tyre and vehicle dynamics*. 2. Aufl. Amsterdam: Elsevier/Butterworth-Heinemann. ISBN: 0-7506-6918-7.
- Pal, K. et al. (2010): “Relationship between normal load and dynamic co-efficient of friction on rock-rubber wear mechanism”. In: *Materials & Design* 31.10, S. 4792–4799. ISSN: 0261-3069.
- Pauwelussen, J. P. et al. (2003): “Full vehicle ABS braking using the SWIFT rigid ring tyre model”. In: *Control engineering practice* 11.2, S. 199–207. ISSN: 0967-0661.
- Pearson, M.; O. Blanco-Hague; R. Pawlowski (2016): “TameTire: Introduction to the Model”. In: *Tire science and technology* 44.2, S. 102–119. ISSN: 0090-8657.
- Peckelsen, U. (2017): *Objective Tyre Development: Definition and Analysis of Tyre Characteristics and Quantification of their Conflicts*. Bd. 57. Karlsruher Schriftenreihe Fahrzeugsystemtechnik. Karlsruhe: KIT Scientific Publishing. ISBN: 3731507137.
- Pfeffer, P.; M. Harrer (2013): *Lenkungshandbuch: Lenksysteme, Lenkgefühl, Fahrdynamik von Kraftfahrzeugen*. 2. Aufl. ATZ/MTZ-Fachbuch. Wiesbaden: Springer Fachmedien Wiesbaden. ISBN: 978-3-658-00976-2.
- Pischinger, S.; U. Seiffert (2016): *Vieweg Handbuch Kraftfahrzeugtechnik*. 8. Aufl. Springer Vieweg. ISBN: 3658095288.
- Polasik, J.; K. J. Waluś; Ł. Warguła (2017): “Experimental studies of the size contact area of a summer tire as a function of pressure and the load.” In: *Procedia Engineering* 177, S. 347–351. ISSN: 1877-7058.
- Popov, V. L. (2015): *Kontaktmechanik und Reibung: Von der Nanotribologie bis zur Erdbebendynamik*. 3. Aufl. ISBN: 9783662459744.
- Preparata, F. P.; M. I. Shamos (1985): *Computational geometry: An introduction*. Texts and monographs in computer science. ISBN: 3540961313.
- Rajapakshe, M. P.; M. Gunaratne; A. K. Kaw (2010): “Evaluation of LuGre Tire Friction Model With Measured Data on Multiple Pavement Surfaces”. In: *Tire science and technology* 38.3, S. 213–227. ISSN: 0090-8657.

- Rill, G. (2011): *Road Vehicle Dynamics: Fundamentals and Modeling*. Taylor & Francis. ISBN: 9781439838983.
- Rill, G. (1994): *Simulation von Kraftfahrzeugen*. Grundlagen und Fortschritte der Ingenieurwissenschaften. Braunschweig und Wiesbaden: Vieweg. ISBN: 3528089318.
- Rill, G. (2013): “TMeasy—A Handling Tire Model based on a three-dimensional slip approach”. In: *Proceedings of the XXIII International Symposium on Dynamic of Vehicles on Roads and on Tracks*.
- Roempler Dellien, A. A. (2019): “Development of a Predictive Tire Contact Patch Pressure Distribution Model for Real-Time Simulation Applications of Stationary Parking”. Masterarbeit. Universität Duisburg-Essen.
- Roşca, R.; P. Cârlescu; I. Ţenu (2014): “A semi-empirical traction prediction model for an agricultural tyre, based on the super ellipse shape of the contact surface”. In: *Soil and Tillage Research* 141, S. 10–18. ISSN: 01671987.
- Ross, H.-L. (2016): *Functional Safety for Road Vehicles: New Challenges and Solutions for E-mobility and Automated Driving*. ISBN: 978-3-319-33360-1.
- Ruderman, M. (2012): “Zur Modellierung und Kompensation dynamischer Reibung in Aktuator-systemen”. Dissertation. Dortmund: Technische Universität Dortmund.
- Sakai, H. (1981): “Theoretical and experimental studies on the dynamic properties of tyres. Part 2: Experimental investigation of rubber friction and deformation of a tyre”. In: *International Journal of vehicle design* 2.2, S. 182–226. ISSN: 0143-3369.
- Salzig, C. (2016): *HiL – Hardware-in-the-Loop im Maschinen- und Anlagenbau*. Hrsg. von Fraunhofer-Institut für Techno- und Wirtschaftsmathematik ITWM. URL: https://www.itwm.fraunhofer.de/content/dam/itwm/de/documents/SYS__Infomaterial/sys_flyer_Hardware%20in%20the%20loop-HIL_DE.pdf (besucht am 07.03.2021).
- Schiehlen, W.; P. Eberhard (2020): *Technische Dynamik: Aktuelle Modellierungs- und Berechnungsmethoden auf einer gemeinsamen Basis*. 6. Aufl. Springer Fachmedien Wiesbaden GmbH. ISBN: 978-3-658-31373-9.
- Schjønning, P. et al. (2008): “Modelling effects of tyre inflation pressure on the stress distribution near the soil–tyre interface”. In: *Biosystems Engineering* 99.1, S. 119–133. ISSN: 15375110.
- Schjønning, P. et al. (2015): “Predicted tyre–soil interface area and vertical stress distribution based on loading characteristics”. In: *Soil and Tillage Research* 152, S. 52–66. ISSN: 01671987.
- Schmeitz, A. J. et al. (2004): “Application of a semi-empirical dynamic tyre model for rolling over arbitrary road profiles”. In: *International Journal of vehicle design* 36.2-3, S. 194–215. ISSN: 0143-3369.
- Schmeitz, A. J. et al. (2005): “Extending the Magic Formula and SWIFT tyre models for inflation pressure changes”. In: *VDI-Berichte* 1912. ISSN: 31809179.
- Schmeitz, A. J. C. (2004): “A semi-empirical three-dimensional model of the pneumatic tyre rolling over arbitrarily uneven road surfaces”. Dissertation. Delft: Delft University of Technology.
- Schmitt, P. D. (2003): “Prediction of static steering torque during brakes-applied parking maneuvers”. In: *SAE Technical Paper* 2003-01-3430.
- Schramm, D.; M. Hiller; R. Bardini (2018): *Vehicle Dynamics: Modeling and Simulation*. 2nd ed. 2018. Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg und Imprint: Springer. ISBN: 978-3-662-54483-9.

- Schramm, D. et al. (2020): *Vehicle Technology: Technical foundations of current and future motor vehicles*. De Gruyter Studium. Berlin und Boston: De Gruyter Oldenbourg. ISBN: 9783110595703.
- Schwertassek, R.; O. Wallrapp (2007): *Dynamik flexibler Mehrkörpersysteme: Methoden der Mechanik zum rechnergestützten Entwurf und zur Analyse mechatronischer Systeme*. Grundlagen und Fortschritte der Ingenieurwissenschaften. Wiesbaden: Springer. ISBN: 978-3-322-93975-3.
- Selig, M. et al. (2014): “Rubber friction and tire dynamics: A comparison of theory with experimental data”. In: *Tire science and technology* 42.4, S. 216–262. ISSN: 0090-8657.
- Shabana, A. A. (2010): *Computational dynamics*. 3. Aufl. Chichester: John Wiley & Sons. ISBN: 978-0-470-68615-7.
- Shao, R.; M. Wahle; M. Zimmermann (2021): “A model for the dynamic friction behaviour of rubber-like materials”. In: *Tribology International* 164, S. 107220. ISSN: 0301-679X.
- Sharp, R. S.; R. Granger (2003): “On car steering torques at parking speeds”. In: *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering* 217.2, S. 87–96. ISSN: 09544070.
- Siebertz, K.; T. Hochkirchen; D. van Bebber (2017): *Statistische Versuchsplanung*. Springer. ISBN: 1282830414.
- Siegfried, I. R. (1998): “The study of contact characteristics between tyre and road surface”. Dissertation. University of Ulster.
- Siemens Digital Industries Software (2019): *More tire modelling capabilities in Real-Time environments*. Hrsg. von Siemens Digital Industries Software. URL: <https://blogs.sw.siemens.com/simcenter/more-tire-modelling-capabilities-in-real-time-environments/> (besucht am 19.06.2020).
- Sohrabpoor, S.; G. H. Farrahi; S. M. Salehi (2018): “A study on the contact ellipse and the contact pressure during the wheel wear through passing the tracks including several sharp curves”. In: *International Journal of Engineering* 31.5, S. 826–833. ISSN: 1728144X.
- Sorine, M. (1998): “Applications of hysteresis models: Contact friction in tires, muscle contraction”. In: *IEEE CDC 98 Workshop*.
- Sorine, M.; J. Szymanski (2000): “A New Dynamic Multi-D.O.F. Tire-Model”. In: *IFAC Proceedings Volumes* 33.9, S. 549–554. ISSN: 14746670.
- Stearns, S. D.; D. R. Hush (2018): *Digitale Verarbeitung analoger Signale/Digital Signal Analysis*. Walter de Gruyter GmbH & Co KG. ISBN: 3486795449.
- Steitz, T. (2008): “Anwendung des Reifenmodells FTire zur Simulation von Bauteilkräften im Fahrwerk bei Standparkiermanövern”. Diplomarbeit. Karlsruher Institut für Technologie.
- Strigel, A. (2023): “Methode zur Ermittlung optimaler Rad- und Reifendimensionen in der frühen Entwicklungsphase von Personenkraftwagen”. Unveröffentlichte Dissertation. Karlsruhe: Karlsruher Institut für Technologie.
- Sun, P. et al. (2019): “Experimental Analysis of Radial Tire Stiffness and Grounding Characteristics”. In: *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering* 677, S. 022111.
- Sutanthavibul, I. (2019): “Development of a Tyre Measurement Method for Steering System Design Relevant Conditions”. Masterarbeit. Aachen: RWTH Aachen University.
- Taghavifar, H.; A. Mardani (2014): “Fuzzy logic system based prediction effort: A case study on the effects of tire parameters on contact area and contact pressure”. In: *Applied Soft Computing Journal* 14.C. ISSN: 1568-4946.

- Tang, T. et al. (2014): “Numerical evaluation of the temperature field of steady-state rolling tires”. In: *Applied Mathematical Modelling* 38.5, S. 1622–1637. ISSN: 0307-904X.
- Tekscan Inc (2018): *TireScan System: Tire Footprint Pressure Mapping System*. URL: <https://www.tekscan.com/products-solutions/systems/tirescan-crossdrive-system> (besucht am 04.01.2020).
- The MathWorks Inc. (2015): “MATLAB Version (2015b): Bayesian Optimization Workflow”. In: Handbuch.
- TNO Automotive (2013a): “MF-Tyre Equation Manual”. In: Handbuch für MF-Tyre Reifenmodell. Hrsg. von TNO Automotive.
- TNO Automotive (2013b): *MF-Tyre/MF-Swift 6.2 Help Manual*. Hrsg. von TNO Automotive. URL: https://functionbay.com/documentation/onlinehelp/Documents/Tire/MFTyre-MFSwift_Help.pdf (besucht am 25.02.2022).
- Toh, K. K. V.; N. A. M. Isa (2010): “Noise adaptive fuzzy switching median filter for salt-and-pepper noise reduction”. In: *IEEE signal processing letters* 17.3, S. 281–284. ISSN: 1070-9908.
- Trzesniowski, M. (2014): *Rennwagentechnik: Grundlagen, Konstruktion, Komponenten, Systeme*. 4. Aufl. ATZ/MTZ-Fachbuch. Wiesbaden: Springer Fachmedien Wiesbaden. ISBN: 978-3-658-04919-5.
- Tsiotras, P.; E. Velenis; M. Sorine (2004): “A LuGre tire friction model with exact aggregate dynamics”. In: *Vehicle System Dynamics* 42.3, S. 195–210. ISSN: 0042-3114.
- Unrau, H.-J. (2013): *Der Einfluss der Fahrbahnoberflächenkrümmung auf den Rollwiderstand, die Cornering Stiffness und die Aligning Stiffness von Pkw-Reifen*. Bd. 16. Karlsruher Schriftenreihe Fahrzeugsystemtechnik. Karlsruhe: KIT Scientific Publishing. ISBN: 3866449836.
- Unrau, H.-J.; J. Zamow; F. Porsche (1997): “TYDEX-Format”. In: *Description and Reference Manual. Release 1*.
- Upadhyaya, S. K.; D. Wulfsohn (1990): “Relationship between tire deflection characteristics and 2-D tire contact area”. In: *Transactions of the ASAE* 33.1, S. 0025–0030.
- van der Jagt, P. (1999): “Prediction of steering efforts during parking maneuvers.” In: *Proc. Eur. ADAMS Users’ Conf. Papers*.
- van der Jagt, P. (2000): “The road to virtual vehicle prototyping: New CAE-models for accelerated vehicle dynamics development”. In.
- van Osten, J. J. M. et al. (1997): “TYDEX Workshop: Standardisation of Data Exchange in Tyre Testing and Tyre Modelling”. In: *Vehicle System Dynamics* 27.sup001, S. 272–288. ISSN: 0042-3114.
- van Putten, S. (2017): “Eine hybride Methode zur objektiven Beschreibung von Reifencharakteristika”. Dissertation. Dresden: Technische Universität Dresden.
- van Zanten, A.; R. Erhardt; A. Lutz (1990): “Measurement and simulation of transients in longitudinal and lateral tire forces”. In: *SAE transactions* 99, S. 300–318. ISSN: 0096-736X.
- van Zanten, A.; W. D. Ruf; A. Lutz (1989): “Measurement and Simulation of Transient Tire Forces”. In: *SAE Technical Paper* 890640.
- Velenis, E. et al. (2005): “Dynamic tyre friction models for combined longitudinal and lateral vehicle motion”. In: *Vehicle System Dynamics* 43.1, S. 3–29. ISSN: 0042-3114.
- Viehof, M. (2018): “Objektive Qualitätsbewertung von Fahrdynamiksimulationen durch statistische Validierung”. Dissertation. Darmstadt: Technische Universität Darmstadt.
- Vilela, D.; E. G. Luzetti; G. R. Anderson (2010): “Tire size and inflation pressure influence on static steering effort”. In: *SAE Technical Paper* 2010-36-0105.

- Villagra, J. et al. (2011): “A diagnosis-based approach for tire–road forces and maximum friction estimation”. In: *Control engineering practice* 19.2, S. 174–184. ISSN: 0967-0661.
- Vincken, D. (2005): *Der Reifen: Haftung - was Auto und Straße verbindet*. Dt. Erstauf. Clermont-Ferrand: Societe de Technologie Michelin. ISBN: 9782067116597.
- Wassertheurer, B. (2019): “Reifenmodellierung für die Fahrdynamiksimulation auf Schnee, Eis und nasser Fahrbahn”. Dissertation. Karlsruhe: Karlsruher Institut für Technologie.
- Weinberger, M. (2014): “Entwicklung eines mathematischen Reifenmodells für das Standparkiermanöver”. Masterarbeit. Weingarten: Hochschule Ravensburg-Weingarten.
- Weinberger, M. (2020): “Verfahren zur Lenkkraftunterstützung eines Lenksystem eines Fahrzeuges: Patentanmeldung”. 10 2020 110 661.0.
- Weinberger, M.; J. Becker; D. Schramm (2018): “Tire contact patch pressure distribution model for the static parking maneuver”. In: *18. Internationales Stuttgarter Symposium*, S. 1249–1264.
- Weinberger, M.; R. Shao; A. A. Roempler Delliien (2020a): “Verfahren zur Ermittlung einer sich einstellenden Ausdehnung einer Reifenaufstandsfläche sowie einer sich einstellenden Bodendruckverteilung in der Reifenaufstandsfläche, Verfahren zum Berechnen von Reifenkräften und -momenten in der Reifenaufstandsfläche, Verfahren zur Auslegung einer Komponente eines Fahrzeugs, Verfahren zum Betrieb eines Fahrsimulators, Computerprogramm, computerlesbares Medium und Fahrsimulator: Patentanmeldung”.
- Weinberger, M.; G. Vena; D. Schramm (2017): “Influencing factors on steering wheel torque during the static parking manoeuvre”. In: *17. Internationales Stuttgarter Symposium*, S. 899–914.
- Weinberger, M.; Vena Gianpiero (2019): “Messen von Lenkungs Kräften eines Kraftfahrzeugs im Stand: Patentschrift”. DE102017203920.
- Weinberger, M. et al. (2020b): “Verfahren zur Lenkungsauslegung für Kraftfahrzeuge und Vorrichtung dazu: Patentanmeldung”.
- Weinrich, U. (2019): *Methoden zur Bestimmung der Ausfallraten von elektrischen und elektronischen Systemen am Beispiel der Lenkungelektronik*. Wissenschaftliche Reihe Fahrzeugtechnik Universität Stuttgart. Springer Vieweg. ISBN: 978-3-658-25463-6.
- Williams, D. E.; K. A. Sherwin (2009): “Sizing a Power-Limited Steering System”. In: *SAE International Journal of Commercial Vehicles* 2.2009-01-2864, S. 101–106. ISSN: 1946-3928.
- Willumeit, H.-P. (1969): “Theoretische Untersuchungen an einem Modell des Luftreifens unter seiten- und Umfangskraft”. Dissertation. Berlin: Technische Universität Berlin.
- Winner, H. (2015): *Handbuch Fahrerassistenzsysteme: Grundlagen, Komponenten und Systeme für aktive Sicherheit und Komfort*. 3. Aufl. ATZ/MTZ-Fachbuch. ISBN: 978-3-658-05733-6.
- Wit, C. C. de et al. (1995): “A new model for control of systems with friction”. In: *IEEE Transactions on automatic control* 40.3, S. 419–425. ISSN: 0018-9286.
- Woodward, D. et al. (2013): “Measuring Grip and the Contact Patch”. In: *Airfield and Highway Pavement*, S. 841–854.
- Wyman, O. (2018): *Automobilindustrie vor stürmischen Zeiten*. Internetseite. URL: <https://www.vda.de/de/presse/Pressemeldungen/20180417-automobilindustrie-vor-stuermischen-zeiten.html> (besucht am 17.02.2021).
- Zegelaar, P. W. A. (1998): “The dynamic response of tyres to brake torque variations and road unevennesses”. Dissertation. Delft: Delft University of Technology.
- Zhu, S. et al. (1986): “Frustrated total internal reflection: a demonstration and review”. In: *American Journal of Physics* 54.7, S. 601–607. ISSN: 0002-9505.

Zomotor, A.; H.-H. Braess; R. Rönitz (1998): “Verfahren und Kriterien zur Bewertung des Fahrverhaltens von Personenkraftwagen”. In: *ATZ - Automobiltechnische Zeitschrift* 100.3, S. 236–243. ISSN: 2192-8800.

Messplan der Reifenmessung

Tabelle A.1: Vollfaktorieller Messplan der Reifenmessung. Messnummer # sowie die korrespondierenden Messbedingungen Fülldruck p_i , Radlast F_z , Sturz γ , Radlenkgeschwindigkeit $\dot{\delta}$, Längsverschiebung \dot{x} , Querverschiebung \dot{y} und Vertikalverschiebung \dot{z} .

#	p_i in bar	F_z in kN	γ in °	$\dot{\delta}$ in °/s	\dot{x} in mm/s	\dot{y} in mm/s	\dot{z} in mm/s
1	2,4	5,85	0	15	0	0	0
2	2,4	5,85	0	15	0	0	0
3	2,9	6,769	0	15	0	0	0
4	2,8	5,85	0	15	0	0	0
5	2,1	5,85	0	15	0	0	0
6	1,8	4,738	0	15	0	0	0
7	2,4	5,85	0	15	0	0	0
8	2,4	5,85	4,5	15	0	0	0
9	2,9	6,769	4,5	15	0	0	0
10	2,8	5,85	4,5	15	0	0	0
11	2,1	5,85	4,5	15	0	0	0
12	1,8	4,738	4,5	15	0	0	0
13	2,4	5,85	4,5	15	0	0	0
14	2,4	5,85	9	15	0	0	0
15	2,9	6,769	9	15	0	0	0
16	2,8	5,85	9	15	0	0	0
17	2,1	5,85	9	15	0	0	0
18	1,8	4,738	9	15	0	0	0
19	2,4	5,85	9	15	0	0	0
20	2,4	5,85	0	0	12	0	0
21	2,4	5,85	0	0	12	0	0
22	2,9	6,769	0	0	12	0	0
23	2,8	5,85	0	0	12	0	0
24	2,1	5,85	0	0	12	0	0
25	1,8	4,738	0	0	12	0	0
26	2,4	5,85	0	0	12	0	0
27	2,4	5,85	4,5	0	12	0	0
28	2,9	6,769	4,5	0	12	0	0

Fortsetzung auf der nächsten Seite

Tabelle A.1: Fortsetzung des Messplans der Bodendruckverteilungsmessung.

#	p_i in bar	F_z in kN	γ in $^\circ$	$\dot{\delta}$ in $^\circ/s$	\dot{x} in mm/s	\dot{y} in mm/s	\dot{z} in mm/s
29	2,8	5,85	4,5	0	12	0	0
30	2,1	5,85	4,5	0	12	0	0
31	1,8	4,738	4,5	0	12	0	0
32	2,4	5,85	4,5	0	12	0	0
33	2,4	5,85	9	0	12	0	0
34	2,9	6,769	9	0	12	0	0
35	2,8	5,85	9	0	12	0	0
36	2,1	5,85	9	0	12	0	0
37	1,8	4,738	9	0	12	0	0
38	2,4	5,85	9	0	12	0	0
39	2,4	5,85	0	0	0	8	0
40	2,4	5,85	0	0	0	8	0
41	2,9	6,769	0	0	0	8	0
42	2,8	5,85	0	0	0	8	0
43	2,1	5,85	0	0	0	8	0
44	1,8	4,738	0	0	0	8	0
45	2,4	5,85	0	0	0	8	0
46	2,4	5,85	4,5	0	0	8	0
47	2,9	6,769	4,5	0	0	8	0
48	2,8	5,85	4,5	0	0	8	0
49	2,1	5,85	4,5	0	0	8	0
50	1,8	4,738	4,5	0	0	8	0
51	2,4	5,85	4,5	0	0	8	0
52	2,4	5,85	9	0	0	8	0
53	2,9	6,769	9	0	0	8	0
54	2,8	5,85	9	0	0	8	0
55	2,1	5,85	9	0	0	8	0
56	1,8	4,738	9	0	0	8	0
57	2,4	5,85	9	0	0	8	0
58	2,4	5,85	0	15	12	0	0
59	2,4	5,85	0	15	12	0	0
60	2,9	6,769	0	15	12	0	0
61	2,8	5,85	0	15	12	0	0
62	2,1	5,85	0	15	12	0	0
63	1,8	4,738	0	15	12	0	0
64	2,4	5,85	0	15	12	0	0
65	2,4	5,85	4,5	15	12	0	0
66	2,9	6,769	4,5	15	12	0	0
67	2,8	5,85	4,5	15	12	0	0
68	2,1	5,85	4,5	15	12	0	0
69	1,8	4,738	4,5	15	12	0	0
70	2,4	5,85	4,5	15	12	0	0
71	2,4	5,85	9	15	12	0	0
72	2,9	6,769	9	15	12	0	0
73	2,8	5,85	9	15	12	0	0
74	2,1	5,85	9	15	12	0	0
75	1,8	4,738	9	15	12	0	0
76	2,4	5,85	9	15	12	0	0
77	2,4	5,85	0	15	0	8	0
78	2,4	5,85	0	15	0	8	0

Fortsetzung auf der nächsten Seite

Tabelle A.1: Fortsetzung des Messplans der Bodendruckverteilungsmessung.

#	p_i in bar	F_z in kN	γ in $^\circ$	$\dot{\delta}$ in $^\circ/s$	\dot{x} in mm/s	\dot{y} in mm/s	\dot{z} in mm/s
79	2,9	6,769	0	15	0	8	0
80	2,8	5,85	0	15	0	8	0
81	2,1	5,85	0	15	0	8	0
82	1,8	4,738	0	15	0	8	0
83	2,4	5,85	0	15	0	8	0
84	2,4	5,85	4,5	15	0	8	0
85	2,9	6,769	4,5	15	0	8	0
86	2,8	5,85	4,5	15	0	8	0
87	2,1	5,85	4,5	15	0	8	0
88	1,8	4,738	4,5	15	0	8	0
89	2,4	5,85	4,5	15	0	8	0
90	2,4	5,85	9	15	0	8	0
91	2,9	6,769	9	15	0	8	0
92	2,8	5,85	9	15	0	8	0
93	2,1	5,85	9	15	0	8	0
94	1,8	4,738	9	15	0	8	0
95	2,4	5,85	9	15	0	8	0
96	2,4	5,85	0	15	12	8	0
97	2,4	5,85	0	15	12	8	0
98	2,9	6,769	0	15	12	8	0
99	2,8	5,85	0	15	12	8	0
100	2,1	5,85	0	15	12	8	0
101	1,8	4,738	0	15	12	8	0
102	2,4	5,85	0	15	12	8	0
103	2,4	5,85	4,5	15	12	8	0
104	2,9	6,769	4,5	15	12	8	0
105	2,8	5,85	4,5	15	12	8	0
106	2,1	5,85	4,5	15	12	8	0
107	1,8	4,738	4,5	15	12	8	0
108	2,4	5,85	4,5	15	12	8	0
109	2,4	5,85	9	15	12	8	0
110	2,9	6,769	9	15	12	8	0
111	2,8	5,85	9	15	12	8	0
112	2,1	5,85	9	15	12	8	0
113	1,8	4,738	9	15	12	8	0
114	2,4	5,85	9	15	12	8	0
115	2,4	5,85	0	0	12	8	0
116	2,4	5,85	0	0	12	8	0
117	2,9	6,769	0	0	12	8	0
118	2,8	5,85	0	0	12	8	0
119	2,1	5,85	0	0	12	8	0
120	1,8	4,738	0	0	12	8	0
121	2,4	5,85	0	0	12	8	0
122	2,4	58,85	4,5	0	12	8	0
123	2,9	6,769	4,5	0	12	8	0
124	2,8	5,85	4,5	0	12	8	0
125	2,1	5,85	4,5	0	12	8	0
126	1,8	4,738	4,5	0	12	8	0
127	2,4	5,85	4,5	0	12	8	0
128	2,4	5,85	9	0	12	8	0

Fortsetzung auf der nächsten Seite

Tabelle A.1: Fortsetzung des Messplans der Bodendruckverteilungsmessung.

#	p_i in bar	F_z in kN	γ in $^\circ$	$\dot{\delta}$ in $^\circ/s$	\dot{x} in mm/s	\dot{y} in mm/s	\dot{z} in mm/s
129	2,9	6,769	9	0	12	8	0
130	2,8	5,85	9	0	12	8	0
131	2,1	5,85	9	0	12	8	0
132	1,8	4,738	9	0	12	8	0
133	2,4	5,85	9	0	12	8	0
134	2,4	5,85	0	0	12	0	0
135	2,4	5,85	0	0	1	0	0
136	2,4	5,85	0	0	6	0	0
137	2,4	5,85	4,5	0	1	0	0
138	2,4	5,85	4,5	0	6	0	0
139	2,4	5,85	9	0	1	0	0
140	2,4	5,85	9	0	6	0	0
141	2,4	5,85	0	0	0	8	0
142	2,4	5,85	0	0	0	1	0
143	2,4	5,85	0	0	0	4	0
144	2,4	5,85	4,5	0	0	1	0
145	2,4	5,85	4,5	0	0	4	0
146	2,4	5,85	9	0	0	1	0
147	2,4	5,85	9	0	0	4	0
148	2,4	5,85	0	15	12	0	0
149	2,4	5,85	0	15	6	0	0
150	2,4	5,85	4,5	15	6	0	0
151	2,4	5,85	9	15	6	0	0
152	2,4	5,85	0	15	0	8	0
153	2,4	5,85	0	15	0	4	0
154	2,4	5,85	4,5	15	0	4	0
155	2,4	5,85	9	15	0	4	0
156	2,4	5,85	0	15	12	8	0
157	2,4	5,85	0	15	6	4	0
158	2,4	5,85	4,5	15	6	4	0
159	2,4	5,85	9	15	6	4	0
160	2,4	5,85	0	0	12	8	0
161	2,4	5,85	0	0	1	1	0
162	2,4	5,85	0	0	6	4	0
163	2,4	5,85	4,5	0	1	1	0
164	2,4	5,85	4,5	0	6	4	0
165	2,4	5,85	9	0	1	1	0
166	2,4	5,85	9	0	6	4	0
167	2,4	5,85	0	0	0	0	1
168	2,4	5,85	0	0	0	0	1
169	2,9	6,769	0	0	0	0	1
170	2,8	5,85	0	0	0	0	1
171	2,1	5,85	0	0	0	0	1
172	1,8	4,738	0	0	0	0	1
173	2,4	5,85	0	0	0	0	1

Messplan der Bodendruckverteilung

Tabelle B.1: Hybrider Messplan der Bodendruckverteilungsmessung.

Messnummer	Fülldruck in <i>bar</i>	Radlast in <i>kN</i>	Sturz in °
1	2,55	5,25	4,50
2	2,85	6,38	-1,50
3	2,85	4,88	2,25
4	2,85	7,13	0,75
5	2,85	5,63	6,75
6	2,85	5,63	0,75
7	2,85	5,63	8,25
8	2,85	6,38	3,75
9	2,85	4,88	-2,25
10	2,85	3,38	0,75
11	2,85	4,88	8,25
12	2,85	7,13	-0,75
13	2,85	5,63	-0,75
14	2,85	4,88	-2,25
15	2,85	3,38	-0,75
16	2,85	7,13	6,75
17	2,85	6,38	-3,00
18	2,85	4,13	5,25
19	2,85	4,88	2,25
20	2,25	5,63	0,00
21	2,25	4,13	0,75
22	2,25	6,38	6,75
23	2,25	7,13	-2,25
24	2,25	7,13	6,75
25	2,25	4,88	8,25
26	2,25	3,38	1,50
27	2,25	5,63	-3,00
28	2,25	4,13	-0,75
29	2,25	4,88	-2,25
30	2,25	6,00	6,75

Fortsetzung auf der nächsten Seite

Tabelle B.1: Fortsetzung des Messplans der Bodendruckverteilungsmessung.

Messnummer	Fülldruck in <i>bar</i>	Radlast in <i>kN</i>	Sturz in °
31	2,25	7,13	0,75
32	2,25	4,13	0,75
33	2,25	7,13	2,25
34	2,25	4,13	-0,75
35	2,25	4,88	5,25
36	2,25	7,13	3,75
37	2,25	4,88	2,25
38	2,25	3,38	-1,50
39	2,25	7,13	-0,75
40	2,40	7,50	6,00
41	2,40	6,00	5,25
42	2,40	7,50	9,00
43	2,40	6,00	7,50
44	2,40	6,00	3,75
45	2,40	6,00	0,00
46	2,40	4,50	7,50
47	2,40	7,13	6,75
48	2,40	7,50	-1,50
49	2,40	5,25	-3,00
50	2,40	4,50	3,75
51	2,40	3,00	6,00
52	2,40	5,25	-1,50
53	2,40	3,00	-1,50
54	2,40	6,75	1,50
55	2,55	5,25	4,50
56	2,40	4,50	3,75
57	2,40	6,75	6,00
58	2,40	3,00	-3,00
59	2,40	4,50	3,00
60	2,40	7,50	7,50
61	2,40	7,50	-3,00
62	2,40	3,00	1,50
63	2,40	7,13	5,25
64	2,40	6,75	7,50
65	2,40	5,25	3,00
66	2,40	6,00	3,75
67	2,40	6,00	5,25
68	2,40	6,00	3,75
69	2,40	5,25	6,00
70	2,40	6,75	3,00
71	2,40	6,38	3,75
72	2,40	4,50	1,50
73	2,40	6,00	5,25
74	2,40	5,25	1,50
75	2,40	6,75	9,00
76	2,40	4,50	0,00
77	2,40	6,00	-1,50
78	2,40	6,00	3,75
79	2,40	7,50	3,00
80	2,40	6,00	6,00

Fortsetzung auf der nächsten Seite

Tabelle B.1: Fortsetzung des Messplans der Bodendruckverteilungsmessung.

Messnummer	Fülldruck in <i>bar</i>	Radlast in <i>kN</i>	Sturz in °
81	2,40	4,50	-1,50
82	2,40	4,50	-3,00
83	2,40	4,13	6,75
84	2,40	4,50	3,75
85	2,40	7,50	1,50
86	2,40	4,50	5,25
87	2,40	5,25	7,50
88	2,40	6,75	0,00
89	2,40	4,50	5,25
90	2,40	4,50	3,75
91	2,40	3,00	7,50
92	2,55	5,25	4,50
93	2,40	6,00	1,50
94	2,40	6,00	3,00
95	2,40	3,00	0,00
96	2,40	7,50	0,00
97	2,40	6,75	-3,00
98	2,40	4,50	5,25
99	2,40	6,00	9,00
100	2,40	3,38	-2,25
101	2,40	6,75	-1,50
102	2,40	4,50	6,00
103	2,40	6,38	2,25
104	2,40	3,00	3,00
105	2,40	4,50	5,25
106	2,40	6,38	-2,25
107	2,40	5,25	9,00
108	2,40	5,25	0,00
109	2,40	6,00	-3,00
110	2,40	4,50	9,00
111	2,40	3,00	9,00
112	2,40	3,38	2,25
113	2,40	6,00	5,25
114	2,10	3,00	0,00
115	2,10	4,13	5,25
116	2,10	3,00	4,50
117	2,10	3,00	9,00
118	2,10	3,75	9,00
119	2,10	7,50	0,00
120	2,10	5,25	9,00
121	2,10	6,00	-3,00
122	2,10	3,75	2,25
123	2,10	6,00	7,50
124	2,10	6,00	1,50
125	2,10	6,75	0,00
126	2,10	7,50	9,00
127	2,10	3,75	4,50
128	2,55	5,25	4,50
129	2,10	5,25	1,50
130	2,10	3,00	-1,50

Fortsetzung auf der nächsten Seite

Tabelle B.1: Fortsetzung des Messplans der Bodendruckverteilungsmessung.

Messnummer	Fülldruck in <i>bar</i>	Radlast in <i>kN</i>	Sturz in °
131	2,10	4,50	7,50
132	2,10	7,50	0,00
133	2,10	7,50	0,00
134	2,10	3,75	6,75
135	2,10	6,75	6,00
136	2,10	7,50	4,50
137	2,10	6,00	3,00
138	2,10	7,50	9,00
139	2,10	6,75	9,00
140	2,10	6,38	5,25
141	2,10	4,50	9,00
142	2,10	3,00	0,00
143	2,10	7,50	9,00
144	2,10	3,00	9,00
145	2,10	4,50	6,00
146	2,10	3,00	0,00
147	2,10	7,50	0,00
148	2,10	6,00	9,00
149	2,10	4,50	3,00
150	2,10	6,00	0,00
151	2,10	6,00	6,00
152	2,10	4,50	0,00
153	2,10	7,50	1,50
154	2,10	3,00	3,00
155	2,10	5,25	3,00
156	2,10	7,50	-3,00
157	2,10	3,00	9,00
158	2,10	6,75	-1,50
159	2,10	5,25	-1,50
160	2,10	4,50	-1,50
161	2,10	7,50	0,00
162	2,10	4,88	4,50
163	2,10	7,50	9,00
164	2,10	7,50	7,50
165	2,10	6,75	3,00
166	2,10	4,88	-0,75
167	2,10	3,75	-2,25
168	2,10	6,00	-1,50
169	2,10	4,50	1,50
170	2,10	3,00	1,50
171	2,10	6,75	-3,00
172	2,10	3,00	9,00
173	2,55	5,25	4,50
174	2,10	5,25	-3,00
175	2,10	3,00	0,00
176	2,10	3,00	0,00
177	2,10	4,50	-3,00
178	2,10	5,63	4,50
179	2,10	5,25	6,00
180	2,10	6,75	4,50

Fortsetzung auf der nächsten Seite

Tabelle B.1: Fortsetzung des Messplans der Bodendruckverteilungsmessung.

Messnummer	Fülldruck in <i>bar</i>	Radlast in <i>kN</i>	Sturz in °
181	2,10	3,00	7,50
182	2,10	7,50	3,00
183	2,10	3,00	9,00
184	2,10	6,75	1,50
185	2,10	3,00	-3,00
186	2,10	3,38	3,75
187	2,10	3,00	6,00
188	2,10	6,75	7,50
189	2,10	7,50	-1,50
190	2,10	3,75	0,00
191	2,10	5,25	0,00
192	2,10	5,25	7,50
193	2,10	7,50	6,00
194	2,10	7,50	9,00
195	2,70	7,50	6,00
196	2,70	4,50	5,25
197	2,70	4,88	6,75
198	2,70	4,13	3,75
199	2,70	4,50	-3,00
200	2,70	6,75	6,00
201	2,70	6,75	-3,00
202	2,70	5,25	7,50
203	2,70	7,50	-1,50
204	2,70	5,25	1,50
205	2,70	3,00	1,50
206	2,70	3,00	9,00
207	2,70	6,00	-3,00
208	2,70	5,25	-1,50
209	2,70	5,25	3,00
210	2,70	6,00	5,25
211	2,70	6,00	3,75
212	2,55	5,25	4,50
213	2,70	4,50	3,00
214	2,70	4,50	-1,50
215	2,70	6,75	1,50
216	2,70	5,25	6,00
217	2,70	7,50	0,00
218	2,70	6,00	6,00
219	2,70	6,38	8,25
220	2,70	4,50	1,50
221	2,70	6,00	0,00
222	2,70	4,50	6,00
223	2,70	4,50	5,25
224	2,70	5,25	9,00
225	2,70	6,75	7,50
226	2,70	4,50	0,00
227	2,70	4,50	5,25
228	2,70	4,50	3,75
229	2,70	6,00	1,50
230	2,70	6,00	3,00

Fortsetzung auf der nächsten Seite

Tabelle B.1: Fortsetzung des Messplans der Bodendruckverteilungsmessung.

Messnummer	Fülldruck in <i>bar</i>	Radlast in <i>kN</i>	Sturz in °
231	2,70	6,75	0,00
232	2,70	3,00	3,00
233	2,70	4,50	3,75
234	2,70	3,75	-2,25
235	2,70	4,50	9,00
236	2,70	5,25	-2,25
237	2,70	6,00	7,50
238	2,70	7,50	-3,00
239	2,70	5,63	5,25
240	2,70	6,00	5,25
241	2,70	4,50	3,75
242	2,70	6,75	3,00
243	2,70	4,50	7,50
244	2,70	7,50	1,50
245	2,55	5,25	4,50
246	2,70	6,75	-1,50
247	2,70	7,50	3,00
248	2,70	4,50	3,75
249	2,70	6,00	9,00
250	2,70	5,25	0,00
251	2,70	4,50	5,25
252	2,70	6,00	3,75
253	2,70	7,50	7,50
254	2,70	3,38	8,25
255	2,70	6,00	3,75
256	2,70	3,00	7,50
257	2,70	6,75	9,00
258	2,70	3,00	-3,00
259	2,70	3,00	-1,50
260	2,70	5,25	-3,00
261	2,70	6,00	3,75
262	2,70	3,00	6,00
263	2,70	6,00	-1,50
264	2,70	7,50	9,00
265	2,70	3,75	-0,75
266	2,70	6,00	5,25
267	2,70	6,00	5,25
268	2,70	5,63	3,75
269	2,70	3,00	0,00
270	3,00	5,63	4,50
271	3,00	4,50	3,00
272	3,00	3,00	7,50
273	3,00	7,50	0,00
274	3,00	6,00	-1,50
275	3,00	7,50	0,00
276	3,00	5,25	-3,00
277	3,00	3,00	9,00
278	3,00	7,50	0,00
279	3,00	3,75	9,00
280	3,00	4,50	-1,50

Fortsetzung auf der nächsten Seite

Tabelle B.1: Fortsetzung des Messplans der Bodendruckverteilungsmessung.

Messnummer	Fülldruck in <i>bar</i>	Radlast in <i>kN</i>	Sturz in °
281	3,00	7,50	0,00
282	3,00	3,00	0,00
283	3,00	3,00	6,00
284	3,00	7,50	-3,00
285	3,00	7,50	9,00
286	3,00	3,00	1,50
287	3,00	6,75	0,00
288	3,00	4,50	9,00
289	3,00	3,00	9,00
290	3,00	6,00	6,00
291	3,00	7,50	-1,50
292	2,55	5,25	4,50
293	3,00	6,00	-3,00
294	3,00	6,75	6,00
295	3,00	3,00	-3,00
296	3,00	5,25	7,50
297	3,00	6,75	-3,00
298	3,00	3,00	9,00
299	3,00	5,25	3,00
300	3,00	4,13	-2,25
301	3,00	4,50	6,00
302	3,00	7,50	2,25
303	3,00	5,25	-1,50
304	3,00	6,00	3,00
305	3,00	7,50	9,00
306	3,00	3,00	-1,50
307	3,00	6,00	-0,75
308	3,00	7,50	9,00
309	3,00	7,50	0,00
310	3,00	4,50	0,00
311	3,00	4,50	7,50
312	3,00	6,75	7,50
313	3,00	3,00	9,00
314	3,00	7,50	9,00
315	3,00	7,50	7,50
316	3,00	3,00	9,00
317	3,00	7,50	3,00
318	3,00	4,50	-3,00
319	3,00	7,50	9,00
320	3,00	6,00	7,50
321	2,55	5,25	4,50
322	3,00	5,25	6,00
323	3,00	6,75	1,50
324	3,00	4,88	4,50
325	3,00	6,75	3,00
326	3,00	7,50	6,00
327	3,00	4,13	2,25
328	3,00	3,75	0,00
329	3,00	3,00	0,00
330	3,00	6,00	9,00

Fortsetzung auf der nächsten Seite

Tabelle B.1: Fortsetzung des Messplans der Bodendruckverteilungsmessung.

Messnummer	Fülldruck in <i>bar</i>	Radlast in <i>kN</i>	Sturz in °
331	3,00	6,75	-1,50
332	3,00	3,75	4,50
333	3,00	3,00	0,00
334	3,00	3,38	7,50
335	3,00	5,25	1,50
336	3,00	4,50	1,50
337	3,00	3,75	6,75
338	3,00	6,00	1,50
339	3,00	3,75	-2,25
340	3,00	6,75	4,50
341	3,00	7,50	4,50
342	3,00	6,75	9,00
343	3,00	7,50	-2,25
344	3,00	3,00	4,50
345	3,00	3,00	0,00
346	3,00	3,75	2,25
347	3,00	3,00	3,00
348	3,00	3,00	0,00
349	3,00	5,25	0,00
350	3,00	7,50	1,50
351	3,00	6,00	0,00
352	3,00	5,25	9,00
353	2,55	5,25	4,50
354	2,55	7,50	-1,50
355	2,55	7,13	3,75
356	2,55	7,13	2,25
357	2,55	4,88	4,50
358	2,55	3,75	-3,00
359	2,55	3,75	4,50
360	2,55	7,50	4,50
361	2,55	3,75	9,00
362	2,55	3,75	2,25
363	2,55	7,13	-2,25
364	2,55	3,00	4,50
365	2,55	5,63	-0,75
366	2,55	6,38	0,75
367	2,55	4,88	5,25
368	2,55	3,75	-2,25
369	2,55	6,38	-0,75
370	2,55	3,38	8,25
371	2,55	5,63	8,25
372	2,55	3,75	6,75
373	2,55	4,50	3,75
374	2,55	3,00	5,25
375	2,55	5,63	0,75
376	2,55	7,13	9,00
377	2,55	4,50	-0,75
378	2,55	3,75	0,00
379	2,55	6,75	4,50
380	2,55	5,63	4,50

Parameter des Bürsten-Reibungsmodells

Tabelle C.1: Variablen der Borste i Shao et al., 2021.

Variable	Bezeichnung
$\vec{x}_{e,i}$	Position auf der Oberseite
$\vec{x}_{b,i}$	Position auf der Unterseite
$\vec{x}_{m,i}$	Position der Verbindungsstelle von Dämpfer und Feder im Maxwell-Element
$\vec{f}_{e,i}$	Kraft auf der Oberseite
$\vec{f}_{\mu,i}$	Kraft auf der Unterseite

Tabelle C.2: Parameter des Bürsten-Reibungsmodells Shao et al., 2021.

Parameter	Geschwindigkeitsabhängigkeit	Beschreibung
$M_{h,i} = \begin{bmatrix} \mu_{h,i,x} & 0 \\ 0 & \mu_{h,i,y} \end{bmatrix}$	$\mu_{h,i,x} = \mu_{h,x}(\dot{\vec{x}}_{e,i})$ $\mu_{h,i,y} = \mu_{h,y}(\dot{\vec{x}}_{e,i})$	geschwindigkeitsabhängiger Reibungskoeffizient
$M_{g,i} = \begin{bmatrix} \mu_{g,i,x} & 0 \\ 0 & \mu_{g,i,y} \end{bmatrix}$	$\mu_{g,i,x} = \mu_{g,x}(\dot{\vec{x}}_{e,i})$ $\mu_{g,i,y} = \mu_{g,y}(\dot{\vec{x}}_{e,i})$	geschwindigkeitsabhängiger statischer Reibungskoeffizient
$K_e = \begin{bmatrix} c_{e,x} & 0 \\ 0 & c_{e,y} \end{bmatrix}$	-	Konstante der Federsteifigkeit
$K_m = \begin{bmatrix} c_{m,x} & 0 \\ 0 & c_{m,y} \end{bmatrix}$	-	Konstante der Federsteifigkeit des Maxwell-Elements
$D_m = \begin{bmatrix} d_{m,x} & 0 \\ 0 & d_{m,y} \end{bmatrix}$	-	Konstanter Dämpfungskoeffizient des Maxwell-Elements
$a_{lin,i}$	$a_{lin,i} = a_{lin}(\dot{\vec{x}}_{e,i})$	geschwindigkeitsabhängiger Parameter, der das transiente Verhalten im dynamischen Reibzustand bestimmt

Tabelle C.3: Bewegungsgleichung der Borste i im statischen Reibzustand Shao et al., 2021.

Bewegungsgleichung	$\begin{cases} \mathbf{K}_e (\vec{x}_{b,i} - \vec{x}_{e,i}) + \mathbf{K}_m (\vec{x}_{b,i} - \vec{x}_{m,i}) & = \vec{f}_{\mu,i} \\ \mathbf{D}_m (\dot{\vec{x}}_{e,i} - \dot{\vec{x}}_{m,i}) + \mathbf{K}_m (\vec{x}_{b,i} - \vec{x}_{m,i}) & = [0, 0]^T \\ \dot{\vec{x}}_{b,i} & = [0, 0]^T \end{cases}$
Eingang	$\vec{x}_{e,i} = \vec{x}_{e,i}(t)$
Zustandsvariable	$\vec{x}_{b,i}, \vec{x}_{m,i}$
Anfangsbedingungen	$\begin{aligned} \vec{x}_{b,i}(0) &= \vec{x}_{b,i,0} \\ \vec{x}_{m,i}(0) &= \vec{x}_{m,i,0} \end{aligned}$
Bedingung für einen Wechsel zum dynamischen Reibzustand	$\ (\mathbf{f}_{n,i} \mathbf{M}_{h,i})^{-1} \vec{f}_{\mu,i}\ > 1$

Tabelle C.4: Bewegungsgleichung für die Borstenbewegung i im dynamischen Reibzustand Shao et al., 2021.

Bewegungsgleichung	$\begin{cases} \mathbf{K}_e (\vec{x}_{b,i} - \vec{x}_{e,i}) + \mathbf{K}_m (\vec{x}_{b,i} - \vec{x}_{m,i}) & = \vec{f}_{\mu,i} \\ \mathbf{D}_m (\dot{\vec{x}}_{e,i} - \dot{\vec{x}}_{m,i}) + \mathbf{K}_m (\vec{x}_{b,i} - \vec{x}_{m,i}) & = [0, 0]^T \\ -\frac{(\mathbf{M}_{g,i})^2 \dot{\vec{x}}_{b,i}}{\ \mathbf{M}_{g,i} \dot{\vec{x}}_{b,i}\ } (1 + a_{\text{lin}} (\ \mathbf{M}_{g,i} \dot{\vec{x}}_{b,i}\ - \ \mathbf{M}_{g,i} \dot{\vec{x}}_{e,i}\)) & = \frac{\vec{f}_{\mu,i}}{\vec{f}_{n,i}} \end{cases}$
Eingang	$\vec{x}_{e,i} = \vec{x}_{e,i}(t)$
Zustandsvariable	$\vec{x}_{b,i}, \vec{x}_{m,i}, \dot{\vec{x}}_{b,i}$
Anfangsbedingungen	$\begin{aligned} \vec{x}_{b,i}(0) &= \vec{x}_{b,i,0} \\ \vec{x}_{m,i}(0) &= \vec{x}_{m,i,0} \\ \dot{\vec{x}}_{b,i}(0) &= \vec{v}_{b,i,0} \end{aligned}$
Bedingung für einen Wechsel zum statischen Reibzustand	$\dot{\vec{x}}_{b,i} = [0, 0]^T$

DuEPublico

Duisburg-Essen Publications online

UNIVERSITÄT
DUISBURG
ESSEN

Offen im Denken

ub | universitäts
bibliothek

Diese Dissertation wird via DuEPublico, dem Dokumenten- und Publikationsserver der Universität Duisburg-Essen, zur Verfügung gestellt und liegt auch als Print-Version vor.

DOI: 10.17185/duepublico/78378

URN: urn:nbn:de:hbz:465-20230602-143435-9

Alle Rechte vorbehalten.