



Andreas Kerschbaumer, Dipl.-Ing. (FH)

**IDENTIFIKATION VON NICHTLINEAREN
REIFENEIGENSCHAFTEN MITTELS
FAHRZUSTANDSBEOBSACHTUNG**

DISSERTATION

zur Erlangung des akademischen Grades
Doktor der technischen Wissenschaften

eingereicht an der

Technischen Universität Graz

in Zusammenarbeit mit dem

**Kompetenzzentrum - Das virtuelle Fahrzeug
Forschungsgesellschaft mbH, Graz**

Betreuer

Univ.-Prof.i.R. Dipl.-Ing. Dr.techn. Wolfgang Hirschberg
Institut für Fahrzeugtechnik

Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Martin Horn
Institut für Regelungs- und Automatisierungstechnik

Graz, Dezember 2017

Vorwort

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter am Kompetenzzentrum - Das virtuelle Fahrzeug, Forschungs-GmbH im Rahmen eines Forschungsprojektes mit der AVL List GmbH, der Continental Reifen Deutschland GmbH und dem Institut für Fahrzeugtechnik der Technischen Universität Graz.

Dieses Projekt wurde im Rahmen von COMET – Competence Centers for Excellent Technologies durch das Österreichische Bundesministerium für Verkehr und Technologie (BMVIT), das Österreichische Bundesministerium für Wissenschaft, Forschung und Wirtschaft, (BMWFW), die Österreichische Forschungsförderungsgesellschaft mbH (FFG), das Land Steiermark sowie die Steirische Wirtschaftsförderung (SFG) gefördert.

Mein Dank gilt in erster Linie Herrn Univ.-Prof.i.R. Dipl.-Ing. Dr.techn. Wolfgang Hirschberg, dem emeritierten Leiter des Instituts für Fahrzeugtechnik, der diese Arbeit mit seiner wissenschaftlichen Kompetenz förderte, mich richtungsweisend führte und mir trotzdem bei der Projektdurchführung freie Hand lies. Mein Dank richtet sich hier auch an Univ.-Prof. Dipl.-Ing.- Dr.techn. Martin Horn für die Übernahme des Koreferates und das entgegengebrachte Interesse an der Arbeit.

Stellvertretend für alle aktiven und ehemaligen Mitarbeiter am Institut danke ich Dr. Cornelia Lex für das Mitwirken bei den Messkampagnen und der fachlichen und persönlichen Unterstützung welche zum Gelingen der Arbeit beigetragen hat. Danke auch meinem Arbeitskollegen Dipl.-Ing. Martin Rudigier, der mir bei der programmiertechnischen Umsetzung eine große Hilfe war.

Seitens Industrie möchte ich mich bei der Abteilung DVR der AVL List GmbH für die fachliche Begleitung, den anregenden Diskussionen sowie der professionellen Unterstützung bei den Testfahrten bedanken. Des Weiteren gilt mein Dank den Experten der Continental Reifen Deutschland GmbH die mit ihrer fachlichen Kompetenz und technischen Möglichkeiten entscheidend an dieser Arbeit mitgewirkt haben.

Zum Schluss will ich einen besonderen Dank meiner Frau Johanna und meinen Kindern Alexander, Johannes und Annika aussprechen, die mich in der Zeit während dieser Arbeit begleiteten und mir vor allem in den letzten Monaten ein ständiger Rückhalt waren.

Graz, Dezember 2017

Andreas Kerschbaumer

Eidesstattliche Erklärung

Ich erkläre an Eides statt, dass ich die vorliegende Arbeit selbstständig verfasst, andere als die angegebenen Quellen/Hilfsmittel nicht benutzt, und die den benutzten Quellen wörtlich und inhaltlich entnommenen Stellen als solche kenntlich gemacht habe.

Ich versichere, dass ich dieses Dissertationsthema bisher weder im In- noch im Ausland in irgendeiner Form als Prüfungsarbeit vorgelegt habe. Das in TUGRAZonline hochgeladene Textdokument ist mit der vorliegenden Dissertation identisch.

Unterschrift:

Datum:

Kurzfassung

Als Bindeglied zwischen Fahrbahn und Fahrzeug überträgt der Reifen alle Kräfte und Momente und spielt daher in der Fahrzeugsimulation hinsichtlich Fahrdynamik aber auch hinsichtlich Fahrzeugsicherheit, Fahrleistung und Fahrkomfort eine entscheidende Rolle. Um die Übertragung von Kräften und Momenten zwischen Fahrbahn und Fahrzeug abbilden zu können, sind Fahrdynamiksimulationsmodelle mit Reifenmodellen gekoppelt. Diese Reifenmodelle ermöglichen eine hinreichende Beschreibung der Kraft- und Momentübertragung in der Reifen-Fahrbahn-Kontaktzone. Die Parameter dieser Reifenmodelle werden heutzutage überwiegend mittels definierter Reifenprüfstandmessungen bestimmt. Diese Messungen sind präzise und reproduzierbar, unterliegen jedoch systemischen Streuungen, weshalb sie nur bedingt die charakteristischen Eigenschaften des Reifens auf der realen Fahrbahn repräsentieren.

Aufgrund der Unzulänglichkeiten durch Reifenprüfstandmessungen und der darauf aufbauenden Modellparametrierung wurde eine Methode entwickelt, welche die Anpassung von Reifenmodellparametern an reale Fahrbahnverhältnisse aus längs- und querdynamischen Messungen am Gesamtfahrzeug ermöglicht. Neben den fahrdynamischen Messungen mit einem Versuchsfahrzeug sind eine Fahrzustandsbeobachtung mit Zustandsregelung sowie eine stochastische Optimierung auf Basis der Evolutionstheorie die wesentlichen Komponenten dieser Parameteridentifikation. Der reale Fahrzustand wird durch fahrdynamische Messungen auf der Teststrecke mit einem menschlichen Fahrer bestimmt. Ein für die Fahrdynamiksimulation valides Zweispurmodell kombiniert mit einem Handling-Reifenmodell liefert einen entsprechenden fahrdynamischen IST-Zustand. Aufgrund einer zunächst unzulänglichen Parametrierung des Reifenmodells unterscheidet sich das simulierte fahrdynamische Verhalten vom realen. Diese Abweichungen werden mittels Gütefunktionalen, welche aus fahrdynamischen Größen gebildet werden, quantifiziert. In einem sequentiellen Identifikationsprozess werden die Reifenmodellparameter dahingehend optimiert, dass die fahrdynamischen Abweichungen zwischen Messung und Simulation ein Minimum ergeben.

Das Ergebnis dieses Identifikationsprozesses sind Reifenmodellparameter, welche die stationären Charakteristiken eines Reifens auf beliebigen Fahrbahnen wiedergeben. Diese Methode soll die aufwändige manuelle Modifikation von Modellparametern aus Prüfstandmessungen unterstützen.

Abstract

The tyre as the link between road and vehicle is one of the key elements in the field of vehicle dynamics concerning safety, driving performance and driving comfort. To simulate the transmitted forces and torques between road and vehicle in handling application, vehicle dynamic models are coupled with handling tyre models. These tyre models enable a adequate description of forces and torques in the tyre-road contact zone. The data to parametrise tyre models is mainly identified by tests at the tyre test bench. These tests are accurate and reproducible measurements, but correspond only rarely to actual tyre-road contacts, because these measurement data are subject to systemic significant scatter.

Due to these insufficiencies regarding measurements on the tyre test bench and the model parametrisation, a new method has been developed, which enables the adjustment of the tyre model parameters to real road conditions out of arbitrary longitudinal and lateral vehicle dynamic measurements. Beyond the vehicle dynamic measurements with a test vehicle a driving state observer with control of the driving state and a stochastic optimisation method based on the evolutionary theory are the main components of this parameter identification method. The real driving behaviour of the vehicle is determined by dynamic driving tests on a test track by a human driver. With the aid of a driving state controller the manoeuvres from the test track were simulated. A precise and valid two-track vehicle model combined with a handling tyre model is controlled by the same actuating variables as the test vehicle and provides the actual driving state. Due to an inadequate tyre model parametrisation for the time being the simulated driving behaviour differs from the measured driving behaviour. The deviance of the simulation is quantified by quality functions including variables of the driving dynamics. Within a sequential identification process the parameters of the tyre model were optimised in such a way that the differences between real and simulated driving behaviour have been minimised.

The results of this identification process are tyre model parameters representing the tyre characteristics at respective road surfaces and conditions. This method supports the necessity of the elaborate manual modification of the tyre model parameters from the tyre test bench.

Inhaltsverzeichnis

Formelzeichen	xx
1 Einführung	1
1.1 Motivation	2
1.2 Zielsetzung	3
1.3 Gliederung der Arbeit	5
2 Stand der Technik	7
2.1 Reifen-Fahrbahn-Kontaktzone	7
2.2 Charakteristik der Kraftübertragung im Reifenlatsch	9
2.2.1 Übertragung der Umfangskraft	10
2.2.2 Übertragung der Querkraft und des Rückstellmomentes	12
2.2.3 Kombinierte Reifenkräfte	15
2.3 Reifenmodelle	16
2.3.1 Anwendungsgebiete	17
2.3.2 Reifenmodellvarianten	18
2.4 Reifenmessung	19
2.4.1 Laborprüfstände	20
2.4.2 Mobile Prüfstände	22
2.4.3 Realer Fahrbetrieb	23
2.5 Parametrierung von Reifenmodellen	24
3 Konzeption zur Parameteridentifikation	27
3.1 Grundprinzip der Methodik	27
3.2 Merkmale des Identifikationsprozesses	28
3.2.1 Zustandserfassung des realen Fahrzeuges	29
3.2.2 Beobachtung des Fahrzustandes	30
3.2.3 Parameteridentifikation mit stochastischer Optimierung	31

4	Fahrdynamische Messungen	33
4.1	Versuchsfahrzeug und Testreifen	33
4.1.1	Eingesetzte Sensorik und Messgrößen	34
4.1.2	Fahrzeug- und Reifenkonditionierung	39
4.2	Quasistationäre Fahrmanöver	41
4.2.1	Längsdynamische Messungen	42
4.2.2	Querdynamische Messungen	43
4.2.3	Messungen auf unterschiedlichen Fahrbahnoberflächen	45
5	Modellierung des fahrdynamischen Verhaltens	47
5.1	Systemdynamisches Fahrzeugmodell	47
5.1.1	Translatorische und rotatorische Fahrzeugbewegung	48
5.1.2	Aufbaudynamik	53
5.1.3	Antriebsstrang	55
5.1.4	Lenkung	59
5.1.5	Radaufhängung	60
5.1.6	Rad	66
5.2	Parametrierung des Fahrzeugmodells	67
5.2.1	Trägheitseigenschaften des Fahrzeuges	67
5.2.2	Eigenschaften der Schwingungsdämpfer	69
5.2.3	Eigenschaften der Radaufhängung	71
6	Beobachtung des relevanten Fahrzustandes	79
6.1	Ableich und Validierung des Fahrzeugmodells	79
6.1.1	Reibungsverluste	80
6.1.2	Dynamischer Rollradius	81
6.1.3	Achssteifigkeit	83
6.1.4	Validierung der Fahrzeugbewegungen	83
6.2	Fahrzustandsbeobachtung	87
6.2.1	Funktionsprinzip des Beobachters	88
6.2.2	Fahrzustandsregelung	89
6.2.3	Überprüfung der Zustandsregelung	92
6.3	Anwendung der Fahrzustandsbeobachtung	96
6.3.1	Regelstrategie für die Reifenidentifikation in Umfangsrichtung	96
6.3.2	Regelstrategie für die Reifenidentifikation in Querrichtung	97
7	Identifikation der Reifenparameter	99
7.1	Modellierung der Reifenkraftübertragung	99
7.1.1	Handling-Reifenmodell MF-Tyre	100

7.1.2	Handling-Reifenmodell TMeasy	102
7.1.3	Einfaches Reifenmodell TMsimple	103
7.1.4	Anwendbarkeit der Reifenmodelle	105
7.2	Charakterisierung des Reifen-Fahrbahn-Kontaktes	107
7.2.1	Identifikationsparameter	108
7.2.2	Grenzen des Parameterraumes	110
7.3	Optimierungsmethodik	112
7.3.1	Zielgrößen und Gütefunktionale	112
7.3.2	Einteilung der Zielgrößen in Lastbereiche	114
7.3.3	Stochastischer Optimierer - Differentielle Evolution	115
7.4	Identifikationsverfahren	118
7.4.1	Aufbereitung von Messdaten	119
7.4.2	Initialisierung und Güteberechnung der Startpopulation	122
7.4.3	Iterativer Optimierungsprozess	123
7.4.4	Sequentielle Parameteridentifikation	124
8	Validierung der Identifikationsmethodik	127
8.1	Querdynamisches Fahrverhalten im linearen Bereich	127
8.1.1	Sinuslenken als Fahrmanöver	128
8.1.2	Vergleichsgrößen zur Gütebestimmung	128
8.1.3	Resultierende Kraft-Schräglaufwinkel-Kurve	129
8.2	Längsdynamisches Fahrverhalten im linearen Bereich	131
8.2.1	Bremsen auf der Geraden als Fahrmanöver	131
8.2.2	Vergleichsgrößen zur Gütebestimmung	132
8.2.3	Resultierende Kraft-Schlupf-Kurve	133
8.3	Längsdynamisches Fahrverhalten im nichtlinearen Bereich	134
8.3.1	Geradeausbremsen mit maximaler Verzögerung	134
8.3.2	Vergleichsgrößen zur Gütebestimmung	136
8.3.3	Resultierende Längskraft-Schlupf-Kurve	137
8.4	Querdynamisches Fahrverhalten im nichtlinearen Bereich	139
8.4.1	Ebener Handlingkurs mit maximaler Querbeschleunigung	139
8.4.2	Vergleichsgrößen zur Gütebestimmung	140
8.4.3	Resultierende Querkraft-Schräglaufwinkel-Kurve	141
8.5	Resümee	143
9	Zusammenfassung	145
	Literaturverzeichnis	149

Tabellenverzeichnis

2.1	Kraftschlussbeiwerte bei unterschiedlichen Fahrbahnbeschaffenheiten [27, 50]	9
2.2	Modellierungsansätze zur Abbildung des Reifenverhaltens in der Mehrkörper- und Fahrdynamiksimulation [50]	18
4.1	Spezifikation der für die Parameteridentifikation relevanten Messgrößen	37
4.2	Spezifikation der für die Modellvalidierung relevanten Messgrößen	39
5.1	Ergebnisse der Trägheitsbestimmung des Versuchsfahrzeuges	69
5.2	Auflistung der Messparameter zur Dämpfermessung	70
5.3	Radlasten und Radpositionen in Konstruktionslage	73
5.4	Statische Spur- und Sturzwinkel in Konstruktionslage	73
5.5	Radselektive Stabilisatorsteifigkeit	75
5.6	Kennwerte der Achsen bei Hub- und Wankfederung	76
5.7	Achsspezifische Kennwerte bei gleichsinniger Seitenkrafteinleitung	77
5.8	Achsspezifische Kennwerte bei Längskrafteinleitung	77
5.9	Kinematische Kennwerte der gelenkten Vorderachse	78
6.1	Reglerparameter für die fahrdynamische Regelung von Geschwindigkeit und Gierrate	92
7.1	Relevante Identifikationsparameter der Umfangs- und Querkraftcharakteristik des Reifenmodells MF-Tyre	109
7.2	Identifikationsparameter der Umfangs- und Querkraftcharakteristik des Reifenmodells TMeasy bei nomineller Radlast	110
7.3	Wertetabelle zur Klassifizierung der Fahrmanöver in Lastbereiche	122

Abbildungsverzeichnis

2.1	Verlauf des Kraftschlussbeiwertes in Umfangsrichtung bei unterschiedlichen Fahrbahnoberflächen [27]	8
2.2	Kräfte und Momente im Radachsensystem nach DIN ISO 8855 [79]	9
2.3	Verlauf des Kraftschlussbeiwertes μ in Abhängigkeit vom Schlupf κ	10
2.4	Verlauf des Kraftschlussbeiwertes μ in Abhängigkeit vom Schlupf κ bei unterschiedlichen Fahrgeschwindigkeiten v_B und konstanter Radlast F_{zW} [27]	12
2.5	Kraftverlauf F_{xW} über Umfangsschlupf κ bei unterschiedlichen Radlasten F_{zW} auf trockener Asphaltoberfläche	12
2.6	Resultierende Querkraft F_{yW} bei unterschiedlichen Schrägläufen im Haft- und Gleitbereich als Resultat der Profilstollendeformation [66]	13
2.7	Querkraftverlauf F_{yW} (links) und Verlauf des Rückstellmomentes M_{zW} (rechts) über den Schräglaufwinkel α bei unterschiedlichen Radlasten F_{zW}	14
2.8	Krempel'sche Reibungsellipse zur Darstellung der übertragbaren Umfangs- und Querkräfte bei kombiniertem Schlupf mit <i>Einhüllender</i> [27]	16
2.9	Grundlegende Ein- und Ausgangsgrößen von Reifenmodellen	16
2.10	Der Innentrommelprüfstand ermöglicht die Untersuchung des Reifens auf verschiedenen Fahrbahnoberflächen [7]	21
2.11	Der Außentrommelprüfstand ist aufgrund seines Kosten-Nutzen-Verhältnisses am meisten verbreitet [75]	21
2.12	Der Flachbahnprüfstand ermöglicht durch eine ebene Fahrbahn die Untersuchungen bei realistischem Reifenlatsch [15]	22
2.13	Der mobile Prüfstand ermöglicht die Ermittlung der Reifeneigenschaften auf der realen Fahrbahn [35]	23
2.14	Mit Radkraftmessfelgen werden die am Rad wirkenden Kräfte und Momente im Fahrbetrieb bestimmt [74]	24
2.15	Identifizierter Reifendatensatz aus Reifenprüfstandsmessungen [69]	25
2.16	Idealprozess der Parametrierung von Reifenmodellen [78]	26
2.17	Fitting und Anpassung der Querkraftcharakteristik [30]	26

3.1	Schematische Darstellung des Identifikationsprozesses mit Zustandserfassung, Zustandsbeobachtung und Parameteroptimierung	28
4.1	Versuchsfahrzeug zur Erfassung des fahrdynamischen Zustandes	33
4.2	Sensorsysteme am Fahrzeug zur Bestimmung des fahrdynamischen Zustandes für die Reifenidentifikation (grün) und die Modellvalidierung (gelb) . . .	35
4.3	Geschwindigkeitssensor Correvit S-HR zur Schwimmwinkelmessung [44] . . .	36
4.4	Kreiselplattform ADMA-G-PRO+ (rechts) und GPRS-DGPS-Box zur exakten Messung der dynamischen Bewegungszustände (links) [20]	37
4.5	Sturz- und Schräglaufwinkelsensorik zur Bestimmung der Bewegung des Rades über Grund [45]	38
4.6	Radvektorsystem zur Bestimmung der Radbewegung relativ zum Fahrzeugaufbau; links: RV-4 Sensoren; rechts: Anbau am Fahrzeug [47]	38
4.7	Kinematisches Einspurmodell zur Bestimmung des Beschleunigungsniveaus bei Kurvenfahrt	45
5.1	Kräfte und Momente des Fahrzeugaufbaus in der xy-Ebene (Draufsicht) und xz-Ebene (Seitenansicht)	49
5.2	Lage der Momentanachsen bzw. -pole der Wank- und Nickbewegung des Fahrzeugaufbaues	53
5.3	Schematische Darstellung des Antriebssystemmodells mit Otto-Motor	55
5.4	Schematische Darstellung des Bremssystemmodells	59
5.5	Schematische Darstellung des Lenksystems	60
5.6	Schematische Darstellung des Modells der Radaufhängung mit Kopplung der Teilsysteme	61
5.7	Charakteristischer Spurdifferenzwinkel (links) und elastokinematische Spurwinkeländerung durch Querkraft (rechts)	62
5.8	Schema der von der Radaufhängung vertikal auf den Aufbau wirkenden Kräfte (links) und der kennlinienbasierten Berechnung der Vertikalkräfte (rechts)	64
5.9	Schematische Darstellung der am Rad wirkenden Kräfte und Momente und der Radaufhängung mit lenkkinematischen Größen	66
5.10	Prinzipskizze des Trägheitsprüfstandes VIMM	68
5.11	Versuchsfahrzeug am Trägheitsprüfstand VIMM	69
5.12	Aufbau des Schwingungsdämpferprüfstands mit eingesetztem Prüfling	70
5.13	Kennlinien der Dämpfer an der Vorder- (links) und Hinterachse (rechts) . . .	71
5.14	Versuchsfahrzeug am Achsmessprüfstand zur Bestimmung der Kinematik und Elastokinematik	71

5.15	Fixierung der Fahrzeugkarosserie am Achsmessprüfstand über das Radersatzsystem	72
5.16	Federcharakteristik der Vorderachse (links) und Hinterachse (rechts) bei gleichsinnigem Einfedern - <i>Hubfederung</i>	74
5.17	Federcharakteristik der Vorderachse (links) und Hinterachse (rechts) bei gegensinnigem Einfedern - <i>Wankfederung</i>	75
5.18	Änderung der Wankpolhöhe an der Vorder- (links) und Hinterachse (rechts) bei gegensinnigem Einfedern	75
5.19	Änderung der Spur- und Sturzwinkel der gelenkten Räder als Funktion des Lenkradwinkels	77
6.1	Resultierende Geschwindigkeitsverläufe beim Ausrollversuch in beiden Fahrrichtungen des Streckenabschnittes	81
6.2	Ableich der Raddrehzahlen durch Anpassung des Reifenradius	82
6.3	Trajektorie eines Streckenabschnittes am Handlingkurs	83
6.4	Gegenüberstellung fahrdynamischer Eigenschaften aus Messung und Simulation bei hoher querdynamischen Last zur Validierung des Fahrzeugmodells	84
6.5	Gegenüberstellung fahrdynamischer Eigenschaften aus Messung und Simulation bei hoher längsdynamischen Last zur Validierung des Fahrzeugmodells	86
6.6	Grundlegende Struktur von Beobachtern	87
6.7	Schematische Darstellung des Zustandsbeobachters	89
6.8	Sprungantwort und Wendetangente zur Reglerdimensionierung	91
6.9	Zustandsgröße v_{xB} und Stellgröße M_E mit aktiver und inaktiver Längsdynamikregelung bei Beschleunigungsmanöver	93
6.10	Zustandsgröße v_{xB} und Stellgröße p_B mit aktiver und inaktiver Längsdynamikregelung bei Verzögerungsmanöver	93
6.11	Zustandsgrößen v_{xB} und a_{yB} mit aktiver und inaktiver Längs- und Gierdynamikregelung bei quasistationärer Kreisfahrt	94
6.12	Zustandsgröße ω_{zB} und Stellgröße δ_{SW} mit aktiver und inaktiver Gierdynamikregelung bei quasistationärer Kreisfahrt	95
6.13	Zustandsgrößen ω_{zB} und Stellgröße δ_{SW} mit aktiver und inaktiver Längs- und Gierdynamikregelung bei Wedelfahrt	95
7.1	Magic Formula Kurvenverlauf zur Darstellung der Schlupfkennlinie [77] . . .	101
7.2	Radeinfederung und statischer Kontaktpunkt in TMeasy [30]	102
7.3	Modellierung der quasi-stationären Kraftübertragung mit TMeasy durch generalisierte Reifencharakteristik [29]	103
7.4	Transformation des Querschlupfes [31]	105
7.5	Auszug einer Reifenparameterdatei von MF-Tyre (links) und TMeasy (rechts)	106

7.6	Charakterisierung des Reifenkraftverhaltens und deren Einteilung in lineare und nichtlineare Lastbereiche	108
7.7	Grenzen der Reifencharakteristiken in Umfangs- und Querrichtung	111
7.8	Mess- und Simulationsgrößen zur Berechnung der Gütefunktionale	113
7.9	Gewichtung der Lastbereiche	114
7.10	Schematische Darstellung des Optimierungsverfahrens nach der Methode der Differentiellen Evolution	116
7.11	Grundprinzip der Mutation des Optimierungsverfahrens DE [63]	117
7.12	Funktionsablauf der Parameteridentifikation aus fahrdynamischen Messungen mit evolutionärem Algorithmus	119
7.13	Schematische Darstellung des sequentiellen Identifikationsprozesses	124
8.1	Stell- und Regelgröße beim niederfrequenten Sinuslenkmanöver	128
8.2	Vergleichsgrößen eines niederfrequenten Sinuslenkmanövers	129
8.3	Resultierende Kraft-Schräglaufwinkel-Kurve im linearen Betriebsbereich des Reifens	130
8.4	Stell- und Regelgröße bei einem Bremsmanöver zur Identifikation der Schlupfsteifigkeit	132
8.5	Raddrehzahlen als Vergleichsgrößen und Längsbeschleunigung zur Bestimmung des linearen Kraftübertragungsbereiches	133
8.6	Resultierende Kraft-Schlupf-Kurve im linearen Betriebsbereich des Reifens	134
8.7	Stell- und Regelgröße bei einem Bremsmanöver zur Identifikation der nichtlinearen Kraftübertragung in Umfangsrichtung	135
8.8	Raddrehzahlen als Vergleichsgrößen und Längsbeschleunigung zur Bestimmung des nichtlinearen Kraftübertragungsbereiches	136
8.9	Resultierende Kraft-Schlupf-Kurve im nichtlinearen Betriebsbereich des Reifens	138
8.10	Stell- und Regelgröße bei maximaler Querdynamik am Handlingkurs	140
8.11	Vergleichsgrößen bei maximaler Querdynamik am Handlingkurs	140
8.12	Resultierende Kraft-Schräglaufwinkel-Kurve im nichtlinearen Betriebsbereich des Reifens	142

Formelzeichen und Abkürzungen

Indizes

Symbol	Bedeutung
$(\cdot)_{add}$	zusätzlich
$(\cdot)_i$ $i = \{x, y, z\}$	in x- / y- / z-Richtung
$(\cdot)_{ini}$	initialisiert
$(\cdot)_{in}$	eingangsseitig
$(\cdot)_j$ $j = \{1, 2\}$	Vorder- / Hinterachse
$(\cdot)_k$ $k = \{l, r\}$	linke / rechte Seite
$(\cdot)_{opt}$	optimiert
$(\cdot)_{out}$	ausgangsseitig
$(\cdot)_O$	Beobachter (Observer)
$(\cdot)_V$	reales Fahrzeug bzw. Gesamtfahrzeug (Vehicle)

Lateinische Symbole

Symbol	Einheit	Bedeutung
\mathbf{a}	m/s^2	Fahrzeugbeschleunigung - horizontal
$\dot{\mathbf{a}}$	m/s^3	Ruck - horizontal
\mathbf{a}_B	m/s^2	Fahrzeugbeschleunigung - aufbaufest
A_{WBjk}	m^2	Querschnittsfläche des Bremszylinders
A_i	m^2	Anströmfläche des Fahrzeuges
$c_{\alpha j}$	N/rad	Schräglaufsteifigkeit der Achssteifigkeit
c_{Sjk}, c_{ARBj}	N/m	Federsteifigkeit, Stabilisatorsteifigkeit
c_{xW}, c_{yW}	1	Luftwiderstandsbeiwert in Längs-, Querrichtung
c_{zWj}	1	Auftriebsfaktor an der Radachse

c_{zW}	N/m	Vertikalsteifigkeit des Reifens
\mathbf{d}	<i>div.</i>	Störgrößenvektor
d_{visc}	Nms	viskoser Anteil des Reibungskoeffizienten
d_S	Ns/m	Dämpfungskoeffizient der Fahrwerksdämpfer
\mathbf{e}	<i>div.</i>	Fehlervektor
F_{ACCj}, F_{BRKj}	N	Antriebskraft, Bremskraft - radfest
F_{hWjk}	N	kombinierte Horizontalkraft im Radaufstandspunkt
F_{iA}	N	Luftkraft - aufbaufest
\mathbf{F}_B	N	resultierende Kraft - aufbaufest
\mathbf{F}_{Cjk}	N	Reifenkraft im Radmittelpunkt - radfest
\mathbf{F}_{Sj}	N	Kraft an Vorder-, Hinterachse - fahrzeugfest
\mathbf{F}_{Wjk}	N	Reifenkraft im Radaufstandspunkt - radfest
F_{zARBjk}, F_{zSUPjk}	N	Stabilisatorkraft, Stützkraft
F_{zCjk}, F_{zDjk}	N	Federkraft, Dämpferkraft
g	m/s^2	Erdbeschleunigung
G	1	Getriebeangabe
h_{CG}	m	Fahrzeugschwerpunkshöhe
h_{RP}	m	Wankpolhöhe
h_{PP}	m	Nickpolhöhe
i_{Fjk}, i_{Djk}	1	Übersetzung der Fahrwerksfeder und -dämpfer
i_{GB}, i_{AD}	1	Übersetzung von Schaltgetriebe, Achsdifferential
i_{SB}, i_{TR}	1	Lenkgetriebe-, Spurstangenübersetzung
i_{SK}	1	Übersetzung des Spurdifferenzlenkwinkels
J_E	kgm^2	Motorträgheitsmoment
J_{DC}	kgm^2	Kupplungsträgheitsmoment
J_{GB}	kgm^2	Getriebeträgheitsmoment
\mathbf{J}_B	kgm^2	Massenträgheitsmoment - aufbaufest
J_{jk}	kgm^2	Massenträgheitsmoment des Rades
\mathbf{k}_P	1	Verstärkungsgrößenvektor der Proportionalregler
l_{Sj}	m	horizontaler Abstand des Fahrzeugschwerpunktes zur Radachse
l_{PP}	m	horizontaler Abstand des Fahrzeugschwerpunktes zum Nickzentrum
l_{PP1}, l_{PP2}	m	horizontaler Abstand der Vorder-, Hinterachse zum Nickzentrum
m_B, m_{zB}	kg	Masse des gefederten Fahrzeugaufbaues
m_V, m_{xB}, m_{yB}	kg	Fahrzeuggesamtmasse
m_W	kg	Masse des ungefederten Rades

M_{ACjk}	Nm	Antriebsmoment am Rad
M_{BCjk}	Nm	Bremsmoment am Rad
M_{DC}	Nm	Kupplungsmoment
M_E	Nm	Motormoment
M_{fric}	Nm	konstanter Anteil des Reibungskoeffizienten
M_{GB}	Nm	Momentübertragung des Schaltgetriebes
\mathbf{M}_B	Nm	Drehmoment im Fahrzeugschwerpunkt
\mathbf{M}_C	Nm	Drehmoment im Radmittelpunkt
\mathbf{M}_{Sj}	Nm	Drehmoment an Vorder-, Hinterachse - fahrzeugfest
\mathbf{M}_W	Nm	Drehmoment im Radaufstandspunkt
MM	g/mol	molare Masse
M_{yT}	Nm	übertragbares Antriebs- und Bremsmoment -radfest
MZ	mol	Molzahl
n	m	Nachlauf
p_B	N/m^2	Bremsdruck am Bremspedal
p_{BLjk}	N/m^2	Bremsdruck in der Bremsleitung
p_{BM}	N/m^2	Bremsdruck nach Hauptbremszylinder
p_{WBjk}	N/m^2	Bremsdruck im Radbremszylinder
p_{Wjk}, p_{W0jk}	N/m^2	Reifenfülldruck im Betrieb, im Ruhezustand
P_k	m	Durchstoßpunkt der Lenkdrehachsen vorne
$\mathbf{P}_V, \mathbf{P}_T$	<i>div.</i>	Parametervektor des Fahrzeuges, des Reifens
r_{WBjk}	m	effektiver Bremsradius
r_{0jk}	m	unbelasteter Radradius
r_{dynjk}	m	dynamischer Rollradius
r_{KP}	m	Lenkrollradius
r_{sjk}	m	statischer Radradius
R	$J/mol K$	allgemeine Gaskonstante
s_{CG}	m	Schwerpunktlage
s_{RP}	m	vertikaler Abstand der Wankachse zum Aufbauschwerpunkt
s_{TR}	m	Spurstangenverschiebung
s_{zjk}	m	Federweg
t	s	Zeit
t_c, t_p	m	Konstruktiver und pneumatischer Nachlauf
t_u, t_g	s	Verzugszeit, Ausgleichszeit
T_0, T_R, T_U, T_W	$^{\circ}C$	Ausgangs-, Fahrbahn-, Umgebungs-, Reifentemperatur
$\mathbf{u}, \mathbf{u}_{add}$	<i>div.</i>	Stellgrößenvektor, additiver Stellgrößenvektor

\mathbf{v}_i	1	Richtungsvektor des Optimierers
\mathbf{v}_B	m/s	Fahrzeuggeschwindigkeit - aufbaufest
\mathbf{v}_{Cjk}	m/s	Radgeschwindigkeit - aufbaufest
\mathbf{v}_{Wjk}	m/s	schlupffreie Geschwindigkeit im Radaufstandspunkt
V_W	m^3	Luftvolumen im Reifen
w_{Sj}	m	Spurweite
W	1	Gewichtungsfaktor
x_{BSj}, y_{BSj}	m	Abstand des Fahrzeugschwerpunktes zur Radachse
$\mathbf{x}_O, \mathbf{x}_V$	<i>div.</i>	Zustandsgrößenvektor des Beobachters, des Realfahrzeuges
\mathbf{x}_r	<i>div.</i>	Basisindividuum des Optimierers
$\mathbf{y}_O, \mathbf{y}_V$	<i>div.</i>	Messgrößenvektor des Beobachters, des Realfahrzeuges
\mathbf{z}_B	<i>div.</i>	Vektor der verallgemeinerten Geschwindigkeit
z_B	m	Vertikalverschiebung des Fahrzeugaufbaus
z_{Cjk}	m	Vertikalverschiebung des Radträgers

Griechische Symbole

Symbol	Einheit	Bedeutung
α_{jk}	<i>rad</i>	Schräglaufwinkel
α_A, α_T	<i>rad</i>	Gaspedal-, Drosselklappenstellung
α_{DC}	1	Kupplungspedalstellung
α_{Sj}	<i>rad</i>	mittlerer Schräglaufwinkel der Achse
β	<i>rad</i>	Fahrzeugschwimmwinkel aufbaufest
γ_{jk}	<i>rad</i>	Sturzwinkel
γ_{0jk}	<i>rad</i>	statischer Sturzwinkel
δ_{Sj}	<i>rad</i>	mittlerer Radlenkwinkel der Achse
δ_{SL}	<i>rad</i>	Lenkwinkel des Lenkhebelarms
δ_{SW}	<i>rad</i>	Lenkradwinkel
δ_{Wjk}	<i>rad</i>	Radlenkwinkel
δ_{W0jk}	<i>rad</i>	statischer Vorspurwinkel
δ_{Wkinjk}	<i>rad</i>	kinematischer Radlenkwinkel
$\varepsilon_{Aj}, \varepsilon_{Bj}$	<i>rad</i>	Antriebs-, Bremsabstützwinkel
$\kappa, \kappa_A, \kappa_B$	1	Schlupf allgemein, Antriebs-, Bremsschlupf
μ_{max}, μ_{gleit}	1	Deformationsreibungswert, Gleitreibungswert
μ_R	1	Kraftschlussbeiwert der Fahrbahn
μ_{WBjk}	1	Bremsenreibungswert
ϱ_A	<i>kg/m³</i>	Luftdichte
σ	<i>rad</i>	Spreizungswinkel
τ	<i>rad</i>	Nachlaufwinkel
Θ	<i>rad</i>	Nickwinkel
Φ	<i>rad</i>	Wankwinkel
ω_{AD}	<i>rad/s</i>	Drehzahl des Achsdifferentials
ω	<i>rad/s</i>	Drehraten des Fahrzeuges - horizontalisiert
$\dot{\omega}$	<i>rad/s²</i>	Drehbeschleunigung des Fahrzeuges - horizontalisiert
ω_B	<i>rad/s</i>	Drehraten des Fahrzeuges - aufbaufest
ω_{DC}	<i>rad/s</i>	Kupplungsdrehzahl
ω_E	<i>rad/s</i>	Motordrehzahl
ω_{GB}	<i>rad/s</i>	Getriebedrehzahl
ω_{yjk}	<i>rad/s</i>	Raddrehzahlen
$\dot{\omega}_{yjk}$	<i>rad/s²</i>	Raddrehbeschleunigung
$\dot{\omega}_{zB}$	<i>rad/s²</i>	Gierbeschleunigung des Fahrzeuges - aufbaufest

Abkürzungen

ABS	Anti-Blockier-System
ADMA	Automotive Dynamic Motion Analyser
APOS	Austrian Positioning System
CAN	Controller Area Network
CG	Centre of Gravity
DCA	Dynamic Camber Angle
DE	Differential Evolution
DEWE	Dewetron
DGPS	Differential Global Positioning System
DMS	Dehnmessstreifen
ESP	Elektronisches Stabilitätsprogramm
FEM	Finite-Elemente-Methode
GPRS	General Packet Radio Service
GPS	Global Positioning System
GSM	Global System for Mobile Communication
ISO	International Standardization Organization
KL	Konstruktionslage
K&C	Achskinematik (Kinematics and Compliance)
PKW	Personenkraftwagen
PP	Pitch Pole
RP	Roll Pole
RV	Radvektorsystem
SAPOS	Satellitenpositionierungsdienst der deutschen Landesvermessung
STI	Standard Tire Interface
VIMM	Vehicle Inertia Measuring Machine
VKM	Verbrennungskraftmaschine

Kapitel 1

Einführung

Die numerische Simulation mittels der Methode der Mehrkörpersysteme ist eines der wichtigsten Werkzeuge für die Entwicklung und Analyse von technischen Systemen. Im Bereich der Fahrzeugtechnik ermöglichen moderne Mehrkörpersimulationssysteme mittlerweile die exakte Modellierung jeglicher Kinematik und Elastokinematik [53]. Speziell für fahrdynamische Betrachtungen und zum Entwurf von Fahrdynamikregelsystemen ist heutzutage der Einsatz von dynamischen Fahrzeugmodellen unumgänglich. Sie dienen unter anderem der Entwicklung und Auslegung von Fahrzeugkomponenten und Fahrerassistenzsystemen [37], der Fahrbarkeitsbewertung, der Optimierung von Fahrstrategien u.a.m.

Eine wesentliche Herausforderung bei der Simulation des Fahrverhaltens ist die modellhafte Darstellung des Reifens in dessen Verbund mit der Fahrbahn. Eine entsprechende Beschreibung der Reifen-Fahrbahn-Interaktion ist eine der wichtigsten Aufgaben der Fahrzeugmodellierung, da sämtliche Komponenten des Fahrwerks und des Fahrzeugaufbaus die fahrdynamischen Eigenschaften über die Kontaktkräfte und -momente des Reifens beeinflussen [28]. Häufig wird das Reifenmodell als Übertragungsglied mit entsprechenden Ein- und Ausgängen betrachtet. Die Modelleingänge sind sowohl Position und Orientierung bzw. die translatorischen und rotatorischen Geschwindigkeiten des Radmittelpunktes als auch die Eigenschaften der Fahrbahn im Radaufstandspunkt (Höhenprofil, Reibwert etc.). Das Reifenmodell wird mit diesen Eingangsgrößen gespeist und liefert die entsprechenden Ausgangsgrößen bestehend aus den Kräften in Längs-, Quer- und Vertikalrichtung im Radaufstandspunkt sowie die zugehörigen Momente.

Für die Darstellung des stark nichtlinearen Übertragungsverhaltens des Reifens hat sich eine Vielzahl an verschiedenen Reifenmodellen etabliert, welche sich in Modellierungstiefe und Anwendungsgebiet unterscheiden. Der Großteil der zur Parametrierung benötigten Daten wird heutzutage auf einem Reifenprüfstand des Reifenherstellers oder eines Dienstleisters bestimmt. Welche Parameter gemessen und welche Versuche durchgeführt werden, variiert und wird vor allem durch die Anforderungen des jeweiligen Reifenmodells sowie dem gewünschten Einsatzbereich bestimmt.

Nach Vorliegen der Messdaten wird der Datensatz für das jeweilige Reifenmodell erzeugt, welches für eine vollständige Beschreibung des Reifen-Fahrbahn-Kontaktes eine mehr oder weniger große Anzahl an Parametern verlangt. Üblicherweise werden hier jedoch nur einige wesentliche Parameter optimiert [2]. Dies ist grundsätzlich für den Großteil der simulationsbasierten Anwendungen ausreichend. Allerdings repräsentieren die unter Laborbedingungen erzeugten Daten in den seltensten Fällen ein Übertragungsverhalten, wie es der Reifen auf realen Fahrbahnen zutage legt. Daher ist bislang eine manuelle, vorzugsweise von erfahrenen Fachleuten durchgeführte Anpassung bzw. Skalierung der Reifenmodellparameter für eine realistische Simulation des fahrdynamischen Verhaltens erforderlich.

1.1 Motivation

Die Untersuchung des Fahrverhaltens bzw. der Querdynamik des Kraftfahrzeuges begann um 1940 mit der erstmaligen Veröffentlichung des Einspurmodells nach RIEKERT und SCHUNCK [64], welches immer noch, sowohl in der Theorie als auch in der Praxis, eine wichtige Rolle spielt. Selbst heute noch, mehr als 70 Jahre nach dieser ersten Veröffentlichung, ist in der Fahrdynamiksimulation die Verfügbarkeit von exakten Reifendaten für das zu untersuchende Fahrzeug ein ständiges Problem. Die Ermittlung qualitativ hochwertiger Datensätze stellt für viele Simulationsingenieure eine große Herausforderung dar. Üblicherweise werden die zur Parametrierung von Reifenmodellen erforderlichen Daten zwar am Reifenprüfstand bestimmt, deren Qualität kann jedoch nicht sichergestellt werden. Das bedeutet, dass die Genauigkeit der aus den Prüfstandsmessungen erhaltenen Modellparameter häufig nicht ausreichend oder überhaupt nicht bekannt ist. Zwar ist es nachvollziehbar, dass auf Prüfständen verschiedener Bauweisen (wie Trommel- oder Flachbahnprüfstand) unterschiedliche Ergebnisse erzielt werden [80]. Jedoch ist auch damit zu rechnen, dass bei der Identifikation charakteristischer Reifenkenngrößen eines Reifentyps eines Herstellers, der auf verschiedenen aber gleichartigen Prüfständen gemessen wird, unterschiedliche Ergebnisse erzielt werden [2]. Die Begründung für die breite Streuung der Ergebnisse ist vielseitig und unter anderem in unterschiedlichen Messprozeduren und Mess-techniken, unterschiedlichen Belagsbeschaffenheiten, variierenden Prüfstandstemperaturen etc. zu finden. Diese Unterschiede waren Motivation des TIME-Projektes¹, um eine einheitliche Messprozedur für die Charakterisierung der zumindest lateralen Reifenkräfte zu bestimmen [48]. Die sich aus Prüfstandsmessungen ergebenden Abweichungen des Reifenverhaltens gegenüber dem tatsächlichen Verhalten auf der realen Fahrbahn können mit der TIME-Prozedur jedoch nicht beseitigt werden.

Wie schon in der Einführung erläutert, sind die aus den Prüfstandsmessungen generierten Datensätze für Reifenmodelle zu überprüfen und gegebenenfalls zu korrigieren, bevor

¹Tire Measurements - 1996-1999

sie in der Fahrdynamiksimulation eingesetzt werden. Eine etwaige automatische Korrektur der Datensätze an der einen Stelle (z.B. Skalierung des Kraftschlusspotentials) bringt jedoch das Risiko mit sich, dass die Datensätze an einer anderen Stelle (z.B. Anfangsschräglauftiefe) verfälscht werden [30]. Nicht zuletzt wegen solcher Risiken ist eine Validierung der Modellparameter anhand fahrdynamischer Untersuchungen am realen Fahrzeug zu empfehlen.

Aufgrund der Unzulänglichkeiten in der derzeitigen Vorgehensweise zur Generierung von Reifendatensätzen und aufgrund der ohnehin empfehlenswerten Validierung der Modellparameter anhand fahrdynamischer Untersuchungen erweist es sich als zweckmäßig, die für Fahrdynamiksimulationen erforderlichen Informationen der Reifen-Fahrbahn-Interaktion direkt aus Messungen am Gesamtfahrzeug zu generieren. Die identifizierten Daten gäben die Charakteristiken des Reifen auf realen Oberflächen (Asphalt, Beton, Schnee etc.), unter realen Bedingungen (Nässe, Temperatur etc.) und im gewünschten Verbund mit dem Fahrzeug wieder. Fahrzeugkomponenten und Fahrdynamikregelsysteme sowie Fahrerassistenzsysteme können effizienter und mit stärkerem Bezug zur Realität aufeinander abgestimmt werden. Auch wird künftig die präzise Beschreibung der Reifen-Fahrbahn-Interaktion für automatisierte Systeme eine wesentliche Rolle spielen.

1.2 Zielsetzung

Derzeit werden Reifeneigenschaften üblicherweise unter synthetischen Bedingungen am Reifenprüfstand bestimmt [48]. So wird z.B. der den Querschlupf beschreibenden Schräglaufwinkel bei konstanter Radlast oder der Antriebs- bzw. Bremsschlupf bei konstanter Geschwindigkeit variiert. Die Kraft- und Momentübertragung ist jedoch von den herrschenden Bedingungen in der Kontaktzone des Reifens stark abhängig. Darüber hinaus werden künstliche Fahrbahnbeläge verwendet (sog. Safety-Walk Beläge), die üblicherweise keine realen Fahrbahnoberflächen repräsentieren [14]. Die Problematik mit den Fahrbahnbelägen kann zwar in gewissem Maß durch die Verwendung von Trommelprüfständen, welche eine asphaltierte oder betonierte Oberfläche ermöglichen, umgangen werden. Dadurch handelt man sich jedoch wiederum das Problem der Fahrbahnoberflächenkrümmung ein, die das Ergebnis verfälscht [76]. Nur mit großem Einsatz ist es möglich die komplexen Gegebenheiten der gekrümmten Fahrbahn zu bestimmen und zu quantifizieren, um sie auf eine reale Reifen-Fahrbahn-Interaktion übertragen zu können.

Das übergeordnete Ziel dieser Arbeit ist die Entwicklung einer Methode, welche die Bestimmung von Reifeneigenschaften aus längs- und querdynamischen Messungen am Gesamtfahrzeug ermöglicht. Damit sollen Reifenmodelle parametrisiert werden können, welche in simulationsbasierten Untersuchungen des fahrdynamischen Verhaltens von Fahrzeugen zur Anwendung kommen. Das Hauptaugenmerk liegt dabei auf der Identifikation der grund-

legenden Kraft-Schlupf-Charakteristiken in Umfangs- und Querrichtung des Reifens. Die Anforderungen an den hier entwickelten Identifikationsprozess lauten wie folgt:

- Die Kraft-Schlupf-Kurven in Umfangs- und Querrichtung sollen ohne zusätzliche Prüfstandmessungen direkt aus Fahrzeugmessungen bestimmt werden.
- Die zur Bestimmung des fahrdynamischen Zustandes eingesetzte Messtechnik darf zu keiner Beeinflussung des fahrdynamischen Verhaltens selbst führen.
- Die Reifeneigenschaften sind aus beliebigen Fahrmanövern zu bestimmen, um diese auf die Gegebenheiten der Teststrecken anpassen zu können.
- Das Fahrzeugmodell muss das reale Fahrverhalten hinreichend präzise nachbilden.
- Parametrische Ungenauigkeiten des Fahrzeugmodells dürfen nicht in die Identifikation der Reifeneigenschaften einfließen.
- Im Identifikationsprozess sollen Abweichungen eines simulierten Fahrzustandes vom realen Fahrverhalten durch Anpassung der Reifenmodellparameter minimiert werden.
- Die eingesetzte Methode soll für empirische Reifenmodelle mit mathematischen und semi-physikalischen Parametern Gültigkeit besitzen.
- Die Ergebnisse der Parameteridentifikation unterschiedlicher Reifentypen sollen mit validierten Reifen überprüft werden.
- Die Identifikationsmethodik soll für verschiedene Reifentypen, unabhängig vom verwendeten Fahrzeug, auf unterschiedlichen Fahrbahnoberflächen anwendbar sein.

Diese Methode verknüpft die Teilbereiche fahrdynamische Messungen, Fahrzustandsbeobachtung und Parameteroptimierung. Anhand fahrdynamischer Messungen sind Daten zu generieren, welche für die Reifenidentifikation herangezogen werden können. Die Entwicklung eines Fahrzeugmodells mit ausreichend genauer Nachbildung des realen Fahrverhaltens ist für diese Art der Reifenparameteridentifikation unumgänglich. Weiters wird ein Fahrzustandsbeobachter mit Zustandsregelung entworfen, womit sichergestellt werden kann, dass in der Simulation trotz vorerst parametrischer Fehler des Reifenmodells dieselben fahrdynamischen Zustände wie mit dem realen Fahrzeug erzielt werden. Für die Parameteroptimierung wird das evolutionäre Optimierungsverfahren „Differential Evolution“ aus der Gattung der stochastischen Optimierer eingebunden. Wenn die fahrdynamischen Eigenschaften des validierten Fahrzeugmodells jenen der Messung qualitativ gleichgestellt sind und die Regeldifferenz ein Minimum aufweist, kann davon ausgegangen werden, dass der identifizierte Reifen valide ist. Zur Bewertung der hier vorgestellten Methode werden die identifizierten Kraft-Schlupf-Charakteristiken mit jenen aus validen Reifenprüfstandmessungen verglichen und diskutiert.

1.3 Gliederung der Arbeit

Ausgehend von den prinzipiellen Herausforderungen bei der Reifenmodellierung sind in Kapitel 2 die Eigenschaften des Reifen-Fahrbahn-Kontaktes sowie die Möglichkeiten zur Ermittlung von Reifeneigenschaften grundsätzlich beschrieben.

Kapitel 3 betrachtet die Methode vorerst gesamtheitlich. Anhand einer schematischen Darstellung des Identifikationsprozesses wird gezeigt, wie sich ausgehend von fahrdynamischen Messungen über Fahrzustandsbeobachtung und stochastischer Optimierung die Eigenschaften des Reifens identifizieren lassen.

Kapitel 4 geht auf die fahrdynamischen Messungen auf der Teststrecke ein. Darin beschrieben sind das Versuchsfahrzeug mit entsprechender Sensorik zur Erfassung des Fahrzustands und die Konditionierung der zu identifizierenden Reifen. Relevante längs- und querdynamische Fahrmanöver werden beschrieben und Messgrößen für die Parameteridentifikation und für die Modellvalidierung bestimmt.

Die Modellierung des fahrdynamischen Verhaltens erfolgt in Kapitel 5. Es wird das nichtlineare Zweispurmodell mit den zugehörigen Modellbildungen der Aufbaubewegung, des Antriebes, der Lenkung sowie der Radaufhängung beschrieben. Zudem wird auf die Parametrierung des Fahrzeugmodells bzw. auf die Vermessung des Versuchsfahrzeuges am Prüfstand eingegangen.

Ein repräsentatives Fahrzeugmodell ist für die hier beschriebene Methodik unumgänglich, weshalb zu Beginn des Kapitel 6 auf dessen Validierung sowie den notwendigen Abgleich zwischen Messung und Simulation eingegangen wird. Der Fokus in diesem Kapitel liegt jedoch bei der Beschreibung des Fahrzustandsbeobachters. Als Teil des Beobachters wird eine Fahrzustandsregelung entworfen, welche die Stellgrößen des Fahrzeuges dahingehend variiert, dass trotz fehlerhafter Parametrierung des Reifenmodells das reale fahrdynamische Verhalten nachgestellt werden kann.

Der Identifikationsroutine widmet sich Kapitel 7. Ausgehend von der Charakterisierung des Reifen-Fahrbahn-Kontaktes werden zu identifizierende Parameter der eingesetzten Reifenmodelle abgeleitet. In der Beschreibung des Optimierers wird auf relevante Gütefunktionale zur Bestimmung des Modellfehlers eingegangen. Als Abschluss dieses Kapitels erfolgt die Erläuterung des sequentiellen Ablaufes des Identifikationsprozesses.

Die Validierung der Identifikationsmethodik erfolgt in Kapitel 8. Dabei werden anhand eines ausgewählten Testreifens die einzelnen Teilschritte des Identifikationsprozesses diskutiert und mit den Ergebnissen eines validen Reifenmodells verglichen.

Im abschließenden Kapitel 9 wird der in dieser Arbeit dargestellte Identifikationsprozess zusammenfassend dargestellt.

Kapitel 2

Stand der Technik

Der gasgefüllte, rotationssymmetrische und anisotrope Reifen ist einer der wesentlichsten Komponenten von Straßenfahrzeugen. Als Bindeglied zwischen Fahrzeug und Straße ist er entscheidend an der stabilen Fahrzeugführung unter verschiedensten Bedingungen beteiligt. Er interagiert mit der Fahrbahn und überträgt dadurch die für die Fahrzeugbewegung erforderlichen Längs-, Quer- und Vertikalkräfte. Das dynamische Verhalten von Fahrzeugen wird somit von den Reifeneigenschaften maßgeblich beeinflusst. Daher ist ein durchgängiges Verständnis des Reifen-Fahrbahn-Kontaktes unumgänglich, um das fahrdynamische Verhalten von Fahrzeugen analysieren zu können.

2.1 Reifen-Fahrbahn-Kontaktzone

Aufgrund der Gewichtskraft des Fahrzeuges und der dynamischen Radlastverteilung durch Antreiben, Bremsen und Lenken erfährt der Reifen eine Eindrückung¹. Dadurch entsteht eine als Latsch² bezeichnete Abplattung des Reifens. Das charakteristische Verhalten des Reifens ist stark von den lokalen Effekten im Latsch abhängig. Temperatur und Belastungsfrequenz spielen hier eine wesentliche Rolle. Zudem beeinflusst die Profilstollendeformation in Längs- und Querrichtung die Kraftübertragungseigenschaften des Reifens [12]. Damit die Umfangs- und Seitenführungskräfte entstehen können, ist eine reibschlüssige Verbindung erforderlich. Dieses Kraftschlussverhalten wird grundsätzlich von den Kontaktpartnern im Latsch, nämlich dem Gummi und der Fahrbahnoberfläche, hervorgerufen.

Der Kraftschluss³, welcher die verfügbare Kontaktkraft zwischen Reifen und Fahrbahn bestimmt, ist in komplexer Weise von vielzähligen Einflussgrößen abhängig. Diese sind neben der Beschaffenheit der Fahrbahnoberfläche unter anderem auch die Gleitgeschwindigkeit, die Radlast bzw. der Kontaktdruck, die Fahrgeschwindigkeit und der Reifenfülldruck sowie die Temperatur der Fahrbahn und des Reifens selbst. Hinsichtlich der Betrachtung

¹Bei PKW liegt die Eindrückung im Bereich von 20 mm, rein aufgrund der statischen Radlast.

²Reifenlatsch ist jener Bereich des Reifens, der den direkten Kontakt zur Fahrbahn hat.

³Für die Kontaktkräfte im Latsch wird der Begriff *Kraftschluss* anstelle Reibung verwendet.

des Reifens als physikalisches Element spielen darüber hinaus auch die geometrische Struktur der Reifenlauffläche und die verwendeten Materialien eine Rolle [27]. Exemplarisch für die Abhängigkeit der Kraftübertragungseigenschaften sind in Abbildung 2.1 die Kraftschlussbeiwerte eines PKW-Reifens bezogen auf die Gleitgeschwindigkeit (repräsentiert durch den Schlupf) auf unterschiedlichen Fahrbahnoberflächen dargestellt.

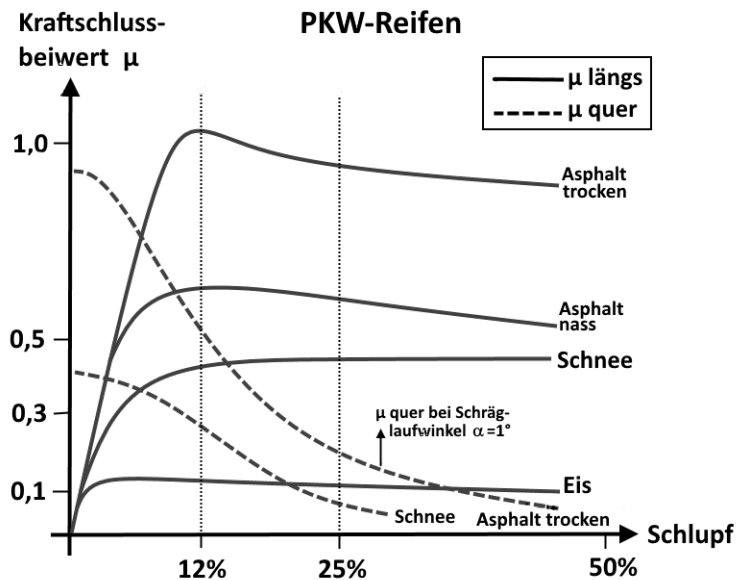


Abbildung 2.1: Verlauf des Kraftschlussbeiwertes in Umfangsrichtung bei unterschiedlichen Fahrbahnoberflächen [27]

Der hier dargestellte μ -Schlupf-Verlauf zeigt außerdem die gegenseitige Beeinflussung des Kraftschlusses in Umfangs- und Querrichtung des Reifens. Das Aufbringen eines Antriebs- oder Bremsmomentes und somit die Erhöhung des Schlupfes in Umfangsrichtung des Reifens führt zu einer Reduktion der Querhaftung und in weiterer Folge der Lenkbarkeit. Für eine bestmögliche Bremswirkung bei gleichzeitiger Sicherstellung der Fahrstabilität und Lenkbarkeit ist entscheidend, dass der kritische Schlupf nicht überschritten wird. Das ABS⁴ verhindert ein Überbremsen der Räder und sorgt somit für die Bremsung im optimalen Schlupfbereich. Dieser Bereich ist jedoch von den jeweiligen Bedingungen in der Reifen-Fahrbahn-Kontaktzone bestimmt. So beeinflusst z.B. die Struktursteifigkeit des Untergrundes maßgeblich den Kraftschlussbeiwert. In Tabelle 2.1 sind entsprechende maximale Kraftschlussbeiwerte aufgelistet.

⁴ABS (Anti-Blockier-System) wirkt beim Bremsen einem möglichen Blockieren der Räder durch Verminderung des Bremsdrucks entgegen. Dadurch ist eine bessere Lenkbarkeit und Spurtreue gegeben. Auf nasser Fahrbahn kann durch die ABS-Regelung der Bremsweg verkürzt werden. Auf losem Untergrund (Schnee, Schotter) kann sich der Bremsweg jedoch verlängern.

Fahrbahnbeschaffenheit	Kraftschlussbeiwert μ
Asphalt trocken	1,10 - 0,90
Asphalt feucht bis nass	0,90 - 0,50
Schnee fest bis locker	0,40 - 0,20
Eis	0,15 - 0,10
Schotter	0,35 - 0,30

Tabelle 2.1: Kraftschlussbeiwerte bei unterschiedlichen Fahrbahnbeschaffenheiten [27, 50]

2.2 Charakteristik der Kraftübertragung im Reifenlatsch

Die übertragbare Horizontalkraft ist die Summe aller Schubspannungen in der Reifen-Fahrbahn-Kontaktzone, dem Reifenlatsch. In vielen Anwendungsfällen, speziell bei fahrdynamischen Betrachtungen, ist es zweckmäßig diese flächige Kraftübertragung in einem Kontaktpunkt konzentriert darzustellen. Die resultierenden Kontaktkräfte werden hierbei in einem Radachsensystem im Aufstandspunkt normal zur Fahrbahn, im Kontaktpunkt W , beschrieben. Dagegen bezeichnet man das im Radmittelpunkt C angeordnete System als Zentralachsensystem. Folgende Abbildung veranschaulicht das Radachsensystem nach DIN ISO 8855⁵.

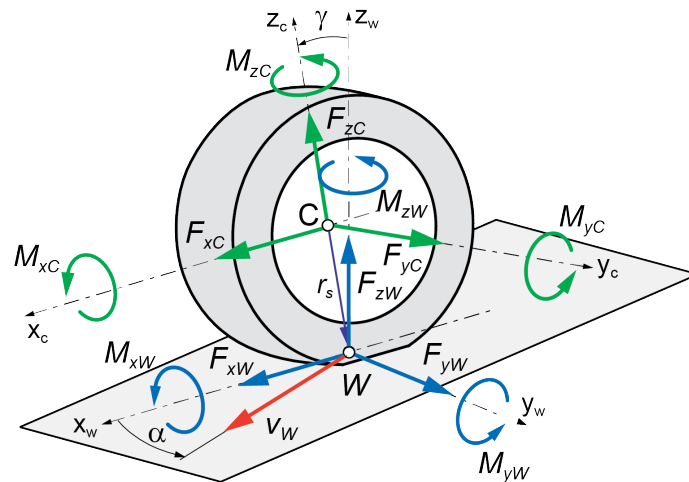


Abbildung 2.2: Kräfte und Momente im Radachsensystem nach DIN ISO 8855 [79]

In Abbildung 2.2 ist weiters der Schräglaufwinkel α zu sehen, der sich zwischen dem resultierenden Geschwindigkeitsvektor \mathbf{v}_W im Radaufstandspunkt und der x_W -Achse einstellt. Der Sturzwinkel γ beschreibt jenen Winkel, der sich zwischen der Radmittelebene und der Fahrbahnnormalen einstellt.

Durch die Steuerbefehle des Fahrers erfährt der Reifen während der Fahrt verschiedene Belastungszustände, welche eine Deformation des Reifens in der Kontaktzone verursachen. Entsprechend dieser Deformationen baut der Reifen jene Kräfte auf, die die Fahrzeugreak-

⁵Bei der DIN ISO 8855 handelt es sich um eine Grundnorm, in der die wichtigsten Begriffe der Fahrdynamik festgelegt sind. Sie beinhaltet unter anderem Radkoordinatensysteme.

tionen bestimmen. Bei diesen Belastungszuständen handelt es sich um

- freies Rollen ... verursacht Rollwiderstandskräfte
- statische/dynamische Radlast ... resultiert in der vertikalen Kraftübertragung
- Antreiben/Bremsen ... resultiert in longitudinaler Kraftübertragung (Umfangskraft)
- Lenken bzw. Kurvenfahrt ... resultiert in lateraler Kraftübertragung (Querkraft)

Es ist offensichtlich, dass im Fahrbetrieb diese Belastungen in kombinierter Form auftreten, zumal die horizontalen Kräfte F_{xW} und F_{yW} ohnehin nur durch die wirkende Radaufstandskraft F_{zW} existieren können. In dieser Arbeit steht die Identifikation der horizontalen Kräfte im Vordergrund, weshalb an dieser Stelle auf die Charakteristiken der Kraftübertragung in Umfangs- und Querrichtung eingegangen wird.

2.2.1 Übertragung der Umfangskraft

Die Kraftübertragung im Latsch ist stets mit Schlupf verbunden, welcher sich aufgrund der Elastizität des Reifens sowie des aktuell herrschenden Reibwertes einstellt. Dabei unterscheidet man zwischen Haften und Gleiten. Solange die durch elastische Deformation der Profilstollen auftretende Kraft im Latsch die maximale Haftkraft nicht übersteigt, spricht man von Haften. Bei Überschreiten dieser Maximalkraft ist von (Teil-)Gleiten die Rede [50]. Je größer der gesamte Reifenschlupf desto größer werden die Gleit- gegenüber den Deformationsschlupfanteilen. Der maximale Kraftschlussbeiwert μ_{max} wird im Bereich des Teilgleitens bei 8 % bis 15 % Umfangsschlupf κ erreicht. Den Zusammenhang zwischen Umfangsschlupf κ und Kraftschlussbeiwert μ zeigt Abbildung 2.3.

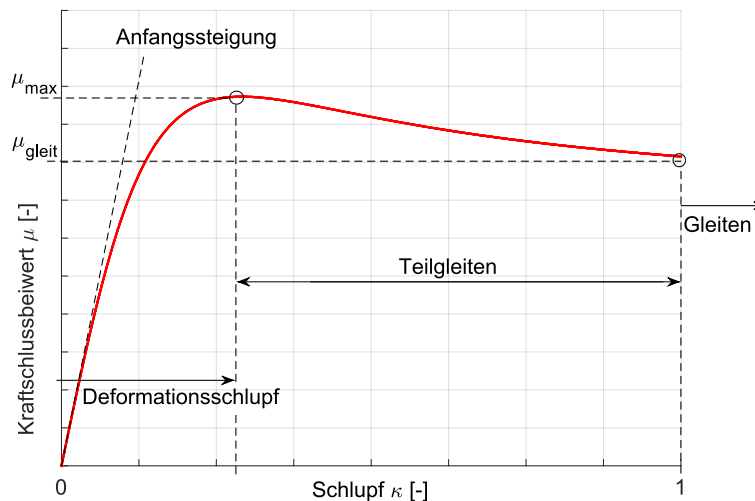


Abbildung 2.3: Verlauf des Kraftschlussbeiwertes μ in Abhängigkeit vom Schlupf κ

Der Umfangsschlupf, welcher in der Literatur auch Längsschlupf bezeichnet wird, resultiert aus der translatorischen Absolutgeschwindigkeit des Radmittelpunktes und der Drehgeschwindigkeit des Rades in Umfangsrichtung. Dabei unterteilt man (neben weiteren

in der Literatur zu findenden Schlupfdefinitionen) den Umfangsschlupf in Antriebsschlupf κ_A und Bremsschlupf κ_B .

$$\kappa_A = \frac{\omega_y \cdot r_{dyn} - v_{xW}}{|\omega_y| \cdot r_{dyn}} \quad (2.1)$$

$$\kappa_B = \frac{\omega_y \cdot r_{dyn} - v_{xW}}{|v_{xW}|} \quad (2.2)$$

Beim Antreiben ist die resultierende Umfangsgeschwindigkeit des Rades aus dem Produkt $\omega_y \cdot r_{dyn}$ stets größer als die tatsächliche Längsgeschwindigkeit v_{xW} des Radaufstandspunktes über Grund. Damit ist der Antriebsschlupf κ_A positiv und der Bremsschlupf κ_B negativ definiert. Die Übertragungscharakteristik der Antriebs- und Bremskraft ist aufgrund der Karkassengeometrie⁶ und des Reifenprofils sowie der Schubspannungsverteilung im Latsch asymmetrisch, da sich die Verebnungsspannungen⁷ mit den schlupfinduzierten Schubspannungen überlagern. Beim Antreiben wird dadurch das zu Verfügung stehende Haftpotential besser ausgenutzt, weshalb grundsätzlich höhere Kraftschlussbeiwerte erreicht werden als beim Bremsen.

Der resultierende Verlauf des Kraftschlussbeiwertes ist jedoch nicht nur vom Schlupf abhängig (wie in Abbildung 2.3 dargestellt), sondern auch von der Radlast F_{zW} , dem Reifenfülldruck p_W , der Fahrgeschwindigkeit v_B , der Reifentemperatur im Latsch T_W und der Beschaffenheit der Fahrbahnoberfläche. Der Zusammenhang zwischen Kraftschlussbeiwert und Umfangsschlupf bei unterschiedlichen Fahrbahnbeschaffenheiten ist Abbildung 2.1 zu entnehmen. Die Fahrgeschwindigkeit beeinflusst unmittelbar die Relativgeschwindigkeit im Latsch. Daher macht sich dieser Einfluss vorwiegend im Bereich hoher Schlupfwerte bemerkbar. Abbildung 2.4 verdeutlicht diese Abhängigkeit des Kraftschlussbeiwertes von der Fahrgeschwindigkeit im Gleit- bzw. Teilgleitbereich.

Der charakteristische Verlauf der Umfangskraft-Schlupf-Kurve bei unterschiedlichen Radlasten ist in Abbildung 2.5 dargestellt. Darin erkennbar ist, dass die Übertragung der maximalen Umfangskraft nicht bei konstanten Schlupfwerten auftritt, sondern von der jeweiligen Radlast anhängt. Außerdem weist die Kraft-Schlupf-Kurve bei höheren Radlasten eine stärkere Abreißcharakteristik auf.

Erkennbar ist auch der degressive Einfluss der Radlast: Bei steigender Radlast des rollenden Rades nimmt die Druckverteilung im Latsch ungleichmäßig zu. Dies äußert sich in einem kleiner werdenden Haftbereich⁸ und einem größer werdenden (Teil-)Gleitbereich.

⁶Die Karkasse ist das tragende Gerüst im Reifen und besteht aus verschiedenen Gewebeschichten, die in Gummi eingebettet sind. Textilcordeinlagen (aus Rayon oder Polyester) leisten Widerstand gegen den Innendruck und sind dadurch Form- und Festigkeitsträger des Reifens.

⁷Verebnungsspannungen entstehen durch die gekrümmte Oberfläche des Reifens, welche in der Bodenaufstandsfläche in eine Ebene gezwungen wird und dadurch Schubspannungen verursacht, die auf die Reifenoberfläche nach außen wirken.

⁸Im vorderen Latschbereich wird die maximale Deformation des Profilstollens aufgrund der hohen Flächenpressung nicht genutzt.

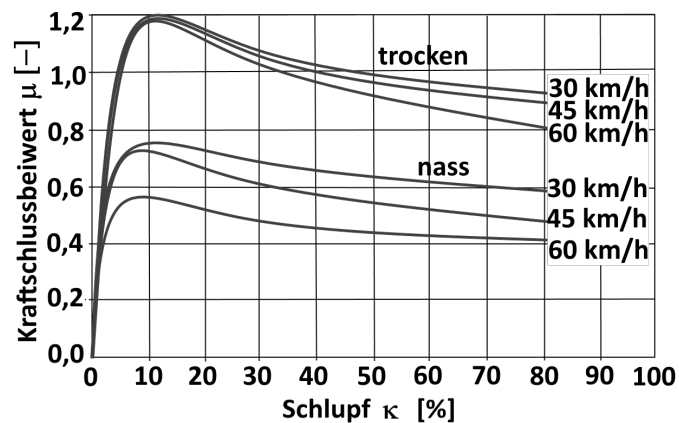


Abbildung 2.4: Verlauf des Kraftschlussbeiwertes μ in Abhängigkeit vom Schlupf κ bei unterschiedlichen Fahrgeschwindigkeiten v_B und konstanter Radlast F_{zW} [27]

Da der Kraftschlussbeiwert im (Teil-)Gleitbereich kleiner ist, wird auch der resultierende Kraftschlussbeiwert im Radaufstandspunkt kleiner. Dies führt dazu, dass die übertragbare Umfangskraft nicht linear mit steigender Radlast zunimmt [28].

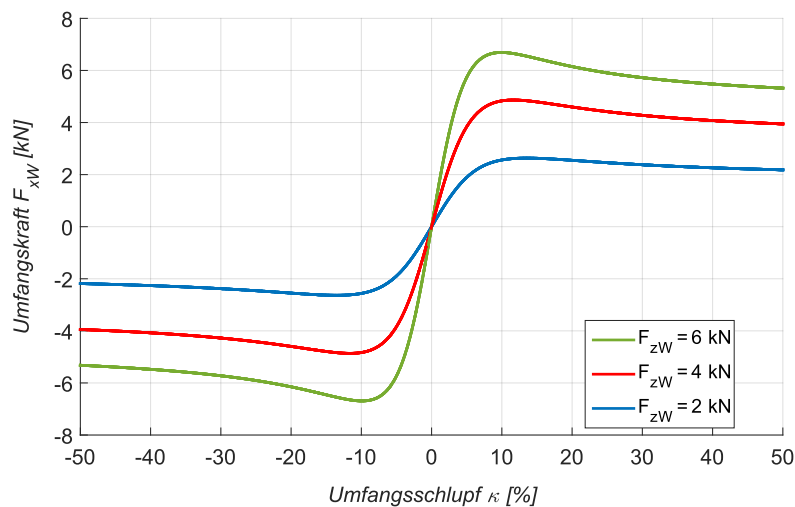


Abbildung 2.5: Kraftverlauf F_{xW} über Umfangsschlupf κ bei unterschiedlichen Radlasten F_{zW} auf trockener Asphaltoberfläche

2.2.2 Übertragung der Querkraft und des Rückstellmomentes

Die Querkraftübertragung erfolgt auf ähnliche Weise wie die Umfangskraftübertragung durch die elastische Verformung des Reifens im Latsch. Die Bezugsgröße ist hierbei der Querschlepp s_y bzw. der Schräglaufwinkel α . Der Querschlepp wird durch das Verhältnis der Quergeschwindigkeitskomponente des Rades v_{yW} (verursacht durch die wirkende Querkraft im Reifenlatsch) zur Längsgeschwindigkeitskomponente des Rades v_{xW} (entspricht

der Umfangsgeschwindigkeit des Rades) definiert:

$$s_y = \frac{v_{yW}}{|\omega_x| \cdot r_{dyn}} \quad (2.3)$$

Laut Definition (2.3) ergibt sich bei $\alpha = 45^\circ$ Schräglauf bereits ein Querschlupf von $s_y = 100\%$. Theoretisch kann jedoch auch ein Schräglaufwinkel von $\alpha > 45^\circ$ auftreten (z.B. reines Querrutschen). Daher wird in der Fahrdynamik anstelle des Querschlupfes s_y meist der Schräglaufwinkel α als Bezugsgröße für die Querkraft F_{yW} verwendet.

$$\tan(\alpha) = s_y \quad (2.4)$$

Eine gängige Formulierung des Schräglaufwinkels lautet:

$$\alpha = \arctan\left(\frac{v_{yW}}{v_{xW}}\right) \quad (2.5)$$

Wie bei den Umfangskräften ist auch für den Aufbau der Reifenquerkräfte eine Verformung der Profilstollen im Latsch die Voraussetzung. Die Profilstollenverformung in Querrichtung verursacht eine Schubspannung im Reifenlatsch und erzeugt dadurch die Reifenquerkraft F_{yW} . Beim Einlaufen des Profilstollens in den Reifenlatsch haftet dieser, bedingt durch den maximalen Kraftschlussbeiwert, vorerst auf der Fahrbahn und bewegt sich in Richtung des resultierenden Geschwindigkeitsvektors \boldsymbol{v}_W . Der Profilstollen wird beim Durchlaufen des Latsches relativ zum Reifengürtel verschoben. Durch diese elastische Verformung entsteht eine Schubspannung, welche den Deformationsschlupf (Haften) verursacht. Bedingt durch den maximalen Kraftschlussbeiwert der Fahrbahn wird das Profileilchen bis zur maximal übertragbaren Schubspannung ausgelenkt. Beim Erreichen dieses Haftlimits μ_{max} geht der Profilstollen in den Gleitbereich über. Die Summe der im Reifenlatsch unter einem bestimmten Schräglaufwinkel wirkenden Schubspannungen ergibt die resultierende Reifenquerkraft F_{yW} in der Kontaktzone. Abbildung 2.6 zeigt die resultierende Querkraft im Reifenlatsch bei unterschiedlichen Schräglaufwinkeln.

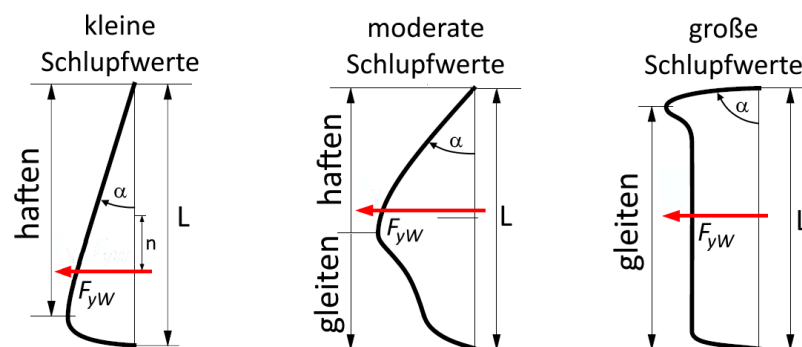


Abbildung 2.6: Resultierende Querkraft F_{yW} bei unterschiedlichen Schrägläufen im Haft- und Gleitbereich als Resultat der Profilstollendeformation [66]

Bei kleinem Querschlupf bzw. Schräglaufwinkel von $\alpha < 2^\circ$ werden die Profilstollen auf trockener Fahrbahn ausschließlich deformiert, der Abrisspunkt bzw. das Haftlimit ist dabei noch nicht erreicht. Daher entspricht die Schubspannungsverteilung annähernd der Form eines Dreiecks. Bedingt durch die reduzierte Flächenpressung im Latsch-austritt aufgrund der Kreisform des Reifens erfolgt keine sprunghafte, sondern kontinuierliche Reduktion der Schubspannung, bis die Profistollen vollständig den Latsch verlassen haben. (Abbildung 2.6 links). Mit zunehmenden Schräglaufwinkel wird der Deformationsanteil kleiner, der Gleitanteil entsprechend größer. Da der Gleitreibungwert μ_{gleit} kleiner als der maximale Deformationsreibungwert μ_{max} ist, reduziert sich die Profilstollenauslenkung und somit die Schubspannung im gleitenden Bereich (Abbildung 2.6 mitte). Die resultierende Querkraft F_{yW} verläuft daher mit zunehmendem Schräglaufwinkel degressiv. Bei reinem Gleiten (Schräglaufwinkel $\alpha = 90^\circ$) erreicht die Schubspannungsverteilung schließlich ein näherungsweise konstantes Niveau (Abbildung 2.6 rechts). Dieses Verhalten spiegelt auch Abbildung 2.7 links wider.

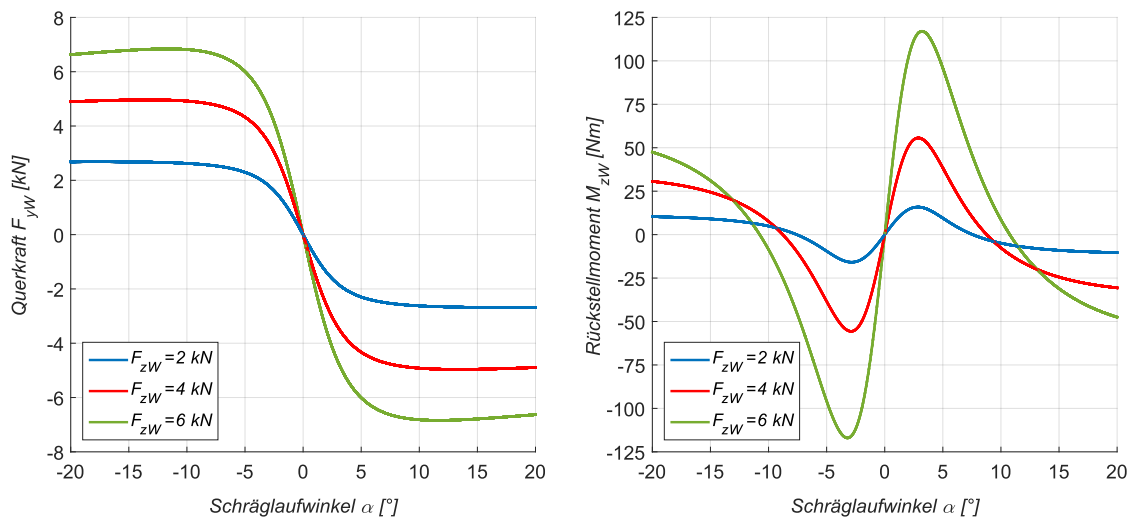


Abbildung 2.7: Querkraftverlauf F_{yW} (links) und Verlauf des Rückstellmomentes M_{zW} (rechts) über den Schräglaufwinkel α bei unterschiedlichen Radlasten F_{zW}

Durch die asymmetrische Schubspannungsverteilung im Latsch greift die resultierende Querkraft um den Nachlauf⁹ n versetzt zum Radaufstandspunkt (Kontaktpunkt W in Abbildung 2.2) an. Diesem Entsprechend Nachlauf, welcher als Hebelarm wirkt, erzeugt die Querkraft F_{yW} ein Rückstellmoment M_{zW} um die Hochachse des Rades.

$$M_{zW} = -n \cdot F_{yW} \quad (2.6)$$

⁹Der Gummireifen hat abgesehen vom fahrwerksgeometrischen Nachlauf auch einen zusätzlich wirkenden, sogenannten pneumatischen Nachlauf.

Das Maximum des Rückstellmomentes liegt im Schräglaufwinkelbereich von 3° bis 6° . Bei größeren Schräglaufwinkeln kehrt sich das Vorzeichen des Rückstellmoments sogar um, bevor es sich mit weiterer Zunahme des Schräglaufwinkels wieder verringert und bei vollständigem Gleiten zu $M_{zW} = 0 Nm$ wird. Die mittlere Grafik in Abbildung 2.6 sowie der charakteristische Verlauf des Rückstellmomentes in Abbildung 2.7 rechts verdeutlichen dieses Verhalten.

Verglichen mit den Kraft-Schlupf-Kurven in Abbildung 2.5 zeigt das Querkraft-Schräglaufwinkel-Kennfeld in Abbildung 2.7 links eine deutlich geringer ausgeprägte Abreißcharakteristik. Die Kraft-Schräglaufwinkel-Kurve bei $F_{zW} = 2 kN$ zeigt überhaupt keine „abreißende“ Eigenschaft. Hier spricht man von der Sättigungscharakteristik. Dieses Kraftübertragungsverhalten wird von den Reifenentwicklern bewusst angestrebt. Die Begründung hierfür ist in der Beherrschbarkeit des Fahrzeugs im fahrdynamischen Grenzbereich zu finden.

2.2.3 Kombinierte Reifenkräfte

Werden Umfangs- und Querkraften gleichzeitig übertragen, spricht man von kombinierten Reifenkräften bei kombiniertem Schlupf. Dieser Zustand tritt grundsätzlich beim Beschleunigen oder Bremsen in der Kurve auf. Hierbei ist davon auszugehen, dass im Latsch eine maximal übertragbare Horizontalkraft F_{hW} (auf ebener Fahrbahn) übertragen werden kann, welche sich vektoriell aus der Umfangskraft F_{xW} und der Querkraft F_{yW} zusammensetzt. Wie die Einzelkräfte ist auch die kombinierte Reifenkraft unter anderem vom Kraftschlussbeiwert μ und der Radlast F_{zW} abhängig.

$$F_{hW}(F_{zW}, \mu) = \sqrt{F_{xW}^2 + F_{yW}^2} \quad (2.7)$$

Der Zusammenhang zwischen den übertragbaren Umfangs- und Querkraften des Reifens für eine definierte Radlast kann anhand der Krempel'schen Reibungsellipse wie in Abbildung 2.8 dargestellt werden.

Die gestrichelte Grenzkurve, welche auch als *Einhüllende* bzw. Kamm'scher Kreis bezeichnet wird, stellt dabei den Bereich der maximal übertragbaren Horizontalkraft F_{hW} dar. Der Zusammenhang zwischen Umfangs- und Querkraft sei exemplarisch anhand der eingezeichneten Kraftvektoren erläutert: Bei einem Antriebsschlupf von $\kappa_A = 1,8\%$ (der Umfangsschlupf wird durch die grünen Linien dargestellt) und einem Schräglaufwinkel von $\alpha = 2^\circ$ (der Schräglaufwinkel wird durch die blauen Linien dargestellt) kann die jeweilige, aus Umfangskraft F_{xW} und Querkraft F_{yW} zusammengesetzte Gesamtkraft F_{hW} übertragen werden.

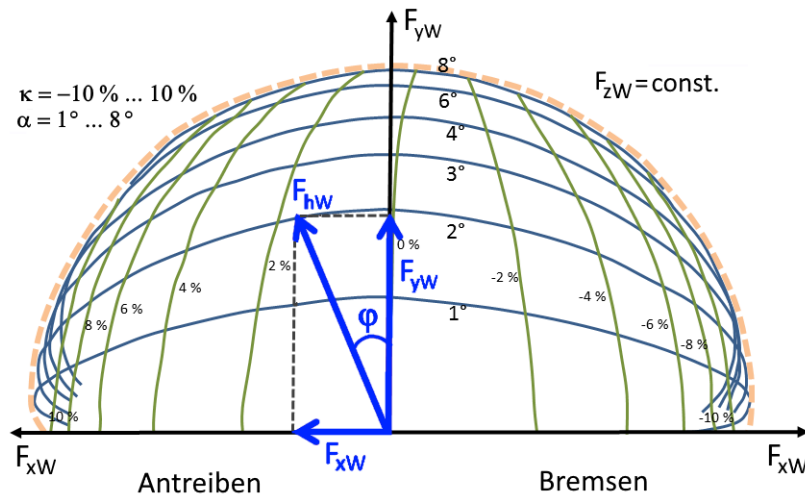


Abbildung 2.8: Krempel'sche Reibungsellipse zur Darstellung der übertragbaren Umfangs- und Querkräfte bei kombiniertem Schlupf mit *Einhüllender* [27]

2.3 Reifenmodelle

Die Entstehung der Kräfte im Latsch ist von einer Vielzahl an Parametern abhängig. Diese sind neben den bereits erwähnten Basisgrößen wie Radlast F_{zW} , Umfangsschlupf κ , Schräglaufwinkel α , Kraftschlussbeiwert μ und Fahrgeschwindigkeit v_B auch Fülldruck p_W , Sturzwinkel γ , Reifentemperatur T_W , sowie Fahrbahnbeschaffenheit, -textur, Reifenprofilierung, Profiltiefe, Elastomermischung und auch die Reifenbauart selbst. Mittels einfacher linearer Gleichungen kann zwar das Reifenverhalten grundsätzlich beschrieben werden, allerdings nur in einem kleinen Bereich um einen Betriebspunkt. Ist jedoch das nichtlineare Kraftübertragungsverhalten des Reifens bei verschiedenen Reibwertzuständen, Reifenfülldrücken usw. von Interesse, so ist die detaillierte Abbildung der Reifeneigenschaften aufgrund der Vielzahl an Einflussgrößen nur mit komplexen Rechenmodellen möglich. Deren grundlegenden Ein- und Ausgangsgrößen sind in Abbildung 2.9 dargestellt.

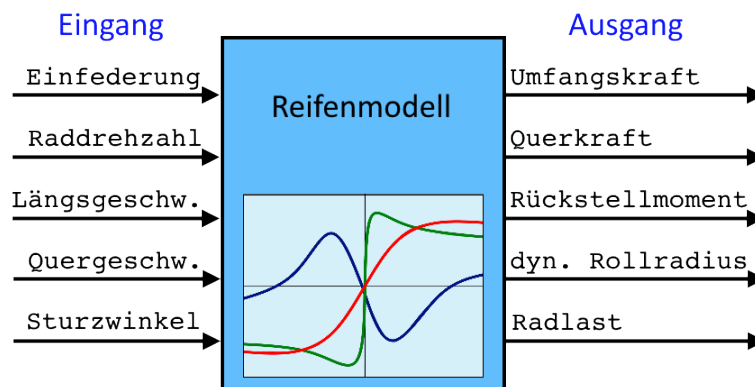


Abbildung 2.9: Grundlegende Ein- und Ausgangsgrößen von Reifenmodellen

2.3.1 Anwendungsgebiete

Reifenmodelle werden verwendet, um das komplexe Kraftübertragungsverhalten zwischen Reifen und Fahrbahn zu beschreiben. Je nach Anwendungsgebiet bedient man sich unterschiedlicher Modellierungsansätze, welche sich in Detaillierungsgrad und Komplexität voneinander unterscheiden. Die einfachste Form der Reifenmodellierung besteht aus der Berechnung der Reifenkräfte auf Basis der linearen Steifigkeiten und der entsprechenden Beiwerten. Dieses einfache Modell eignet sich z.B. für fahrdynamische Untersuchungen bei geringen Längs- und Querschleunigungen des Fahrzeuges.

Für detaillierte fahrdynamische Untersuchungen, welche auch über den linearen Bereich hinausgehen, werden empirische Reifenmodelle verwendet. Neben der Berücksichtigung der hochgradigen Nichtlinearität im Kraft- und Momentverlauf liefert diese Detaillierungsstufe sämtliche am Reifen bzw. Rad wirkenden Kräfte und Momente. Das kombinierte Reifenkraftverhalten wird ebenso berücksichtigt wie die Sturzwinkelabhängigkeit. Außerdem ist das transiente Reifenverhalten¹⁰ durch einen Verzögerungsansatz erster oder zweiter Ordnung berücksichtigt. Die Komplexität dieser Reifenmodelle ermöglicht eine präzise Beschreibung des fahrdynamischen Verhaltens des Fahrzeuges auf ebener Fahrbahn bei gleichzeitiger Echtzeitfähigkeit. Die mathematische Approximation gemessener Kraft- und Momentverläufe durch geeignete Ansatzfunktionen erlauben eine effiziente Handhabung in der Fahrdynamiksimulation. Als nachteilig wird gesehen, dass Messungen (a-priori-Kenntnisse) für den jeweils betrachteten Reifentyp vorliegen müssen, da eine rein physikalische Modellierung nur bedingt möglich ist. Dieser Nachteil lässt sich durch semi-physikalische Reifenmodelle zumindest verringern.

Im Bereich von Fahrkomfortuntersuchungen und Schlechtwegsimulationen werden zusätzliche Anforderungen an die Reifenmodellierung gestellt. Diese mit erhöhtem Detaillierungsgrad bzw. erhöhter Komplexität aufgebauten Modelle werden als physikalische Reifenmodelle bezeichnet, welche die Massen-, Federungs- und Dämpfungseigenschaften der Reifenstruktur berücksichtigen und dadurch das Schwingungsverhalten des Reifens abbilden können. Diese Gürteldynamik wird durch die Anbindung des starren oder flexiblen Reifengürtels an die starre Felge über massebehaftete Feder-Dämpfer-Elemente modelliert. Diese Komplexität ermöglicht detaillierte Untersuchungen beispielsweise von Hindernisüberfahrten wie Schlaglöchern und dem dabei auftretenden Schwingverhalten der Reifenstruktur. Physikalische Modelle gewähren Einsicht in die physikalische Natur der Vorgänge und ermöglichen somit eine leichtere Interpretation der Simulationsergebnisse. Verglichen mit empirisch-mathematischen Modellen sind sie jedoch sehr rechenintensiv, weshalb grundsätzlich die Echtzeitfähigkeit nicht gegeben ist.

¹⁰Unter dem transienten Reifenverhalten versteht man den verzögerten Aufbau der Reifenkräfte in Umfangs- und Querrichtung aufgrund zeitlich sich schnell ändernder Schlupf- bzw. Schräglaufwinkel.

Die Klassifizierung von Reifenmodellen hinsichtlich deren Modellierungsansätze sowie derer Einsatzgebiete sind in Tabelle 2.2 mit aufsteigendem Komplexitätsgrad dargestellt. FE-Reifenmodelle besitzen die höchste Komplexität, sind jedoch nicht in der Tabelle enthalten, da sie für fahrdynamische Untersuchungen nicht relevant sind. Sie finden Anwendung in der Reifenentwicklung bei der Auslegung des Reifenaufbaues und dessen Struktur sowie der Reifenprofilierung. Mit der FEM-Berechnung des Reifens können dessen Eigenschaften hinsichtlich Geräuschentwicklung, Reifenabriebverhalten, Nasslaufeigenschaften und weitere bestimmt werden.

<i>Modell- variante</i>	<i>Approximation</i>	<i>Anwendungsbereich</i>	<i>Genauigkeit Handling</i>	<i>Genauigkeit Komfort</i>	<i>Frequenzbereich</i>	<i>Echtzeitfähigkeit</i>
empirische Modelle	semi-physikalisch / numerisch	Fahrdynamik	stat. hoch, dyn. ausreichend	nicht geeignet	$< 10 Hz$	ja
Bürstenmodelle	physikalisch	Fahrdynamik, Reifendynamik,	sehr hoch	gut bei Unebenheiten $\geq 50 cm$	$< 60... \dots 100 Hz$	ja
Schalenmodelle	physikalisch / numerisch	Fahrdynamik, Reifendynamik	sehr hoch	gut bei Unebenheiten $\geq 50 cm$	$< 100 Hz$	ja / nein
flexible 2D Gürtelringmodelle	physikalisch / numerisch	Komfort (nur längs und vertikal)	stat. hoch, dyn. ausreichend	sehr gut bei In-pane $\geq 1 cm$	$< 120... \dots 150 Hz$	nein
flexible 3D Gürtelringmodelle	physikalisch / numerisch	Komfort	sehr hoch	sehr gut bei Unebenheiten $\geq 1 cm$	$< 150... \dots 180 Hz$	nein

Tabelle 2.2: Modellierungsansätze zur Abbildung des Reifenverhaltens in der Mehrkörper- und Fahrdynamiksimulation [50]

2.3.2 Reifenmodellvarianten

Es existiert eine große Zahl an kommerziell verfügbaren Reifenmodellen, welche sich in der Art des Modellierungsansatzes und der Anwendungsbereiche unterscheiden.

Empirische Modelle sind in der Kategorisierung laut Tabelle 2.2 jene mit dem einfachsten Ansatz. Sie beruhen auf phänomenologischen Ansatzfunktionen und Dateninterpolationsmodellen und beschreiben den Zusammenhang zwischen Anregungs- und Antwortgrößen durch parameterabhängige mathematische Terme. Die Verbindung Reifen-Fahrbahn wird über Punktkontakte dargestellt. Die Dynamik wird im Allgemeinen über ein PT1-Verhalten realisiert. Modelle dieser Kategorie sind numerisch sehr stabil und auch echtzeitfähig. Neben einer rein mathematischen Parametrierung wie MF-Tyre [61] existieren auch Modelle mit semi-physikalischer Parametrierung wie TMeasy [29]. Weitere Vertreter dieser Kategorie sind IPGTire [67] oder TameTire [13].

Bürstenmodelle beschreiben den Kontaktbereich durch einzelne Reibkontakt-Elemente (ähnlich den Borsten einer Bürste) zwischen Reifengürtel und Fahrbahn ab. Die Borsten verformen sich unter Last und ermöglichen dadurch die Kraftübertragung in Umfangs- und Querrichtung. Die Bodendruckverteilung wird approximiert und ist für die Last in der Kontaktzone verantwortlich. Die zur Kraftübertragung beschriebenen Borsten sind meist mit einem Starrgürtelring verbunden. Bürstenmodelle bilden den Zwischenschritt zu physikalischen Modellen. Ein Vertreter dieser Gruppe ist das Reifenmodell BRIT [33].

Schalenmodelle oder auch Starrgürtelringmodelle werden über die Kopplung verschiedener, nichtlinearer Kraftelemente an den Felgenkörpern realisiert. Der Reifengürtel wird hier als starrer Ring abgebildet. Er ist mittels Feder-Dämpfer-Massenelemente an die Felge gekoppelt und bildet dadurch gleichzeitig die flexible Reifenseitenwand ab. Beim Überfahren von kurzwelligen Fahrbahnen bilden sich mehrere Kontaktzonen aus, weshalb eine örtliche Abtastung vorgenommen wird, um ein Modell der Einhüllenden zu erzeugen. Bekannte Schalenmodelle sind MF-SWIFT [68, 62], CDTire20 [5] oder RMOD-K 20.

Flexible Gürtelringmodelle (2D) besitzen einen elastischen Gürtelring in der Reifennittelebene und sind damit für Komfortanwendungen in longitudinaler und vertikaler Richtung ideal geeignet. Durch die Reduktion auf die Mittelebene des Reifens sind jedoch nur vereinfachte laterale Kraftübertragungseigenschaften darstellbar, weshalb flexible Gürtelringmodelle für laterale Komfortuntersuchungen nur bedingt geeignet sind. Kommerziell verfügbare Modelle dieser Kategorie sind FTire (2D) [22], RMOD-K 2D [59] oder CD-Tire30 [18].

Flexible Gürtelringmodelle (3D) besitzen mehrere elastische Gürtelringe, welche über nichtlineare Kraftelemente gekoppelt sind. Mit der hohen Anzahl an Gürtelringen kann die laterale Gürtelmechanik detailliert abgebildet werden. Durch die präzise laterale Kraftübertragungseigenschaften sind Komfortuntersuchungen und Schlechtweguntersuchungen in allen Richtungen möglich. Gängige 3D-Modelle sind FTire (3D), RMOD-K 7 oder CD-Tire 40.

2.4 Reifenmessung

Eine präzise Beschreibung der Reifeneigenschaften ist für eine realistische Modellierung des hochgradig nichtlinearen Kraftübertragungsverhaltens unabdingbar. Diese Reifeneigenschaften werden in den Reifenmodellen über eine Vielzahl an Parametern entsprechend dem jeweiligen Detaillierungsgrad des verwendeten Reifenmodells beschrieben. Durch Reifentests werden die dafür erforderlichen Messdaten experimentell ermittelt. Dabei drückt das rollende Rad mit dem Versuchsreifen auf die Fahrbahn- bzw. Laufbandoberfläche gedrückt. Für die erforderlichen stationären oder transienten Betriebszustände des Reifens werden Schräglaufwinkel, Umfangsschlupf und Sturzwinkel einzeln und in Kombination

variiert. Die dabei messtechnisch erfassten Reaktionen des Rades dienen in weiterer Folge der Reifenmodellparametrierung. Neben dem Rollen auf ebener Fahrbahn eignen sich auch Schlagleistenüberfahrten, um die Reifendynamik und komfortrelevante Reifeneigenschaften modellieren zu können. Mit Berücksichtigung der Prüfstandspezifikationen werden folgende Reifeneigenschaften bestimmt [4]:

- Stationäres Verhalten
 - Stationäre Reifenkräfte und -momente
 - Vertikale Reifensteifigkeit (und -dämpfung)
 - Rückstellmoment und Kräfte im Stillstand
- Dynamisches Verhalten
 - Dynamischer Längs- und Querzug zur Bestimmung der Reifensteifigkeit
 - Transiente Anregung von Schräglaufwinkel und/oder Umfangsschlupf
- Übertragungsverhalten bei Fahrbahnanregung
 - Einzelhindernis oder vertikale stufenförmige Störanregung
 - Verschleißtest
 - Messung von Struktursteifigkeit und -dämpfung

Für die Ermittlung von Reifeneigenschaften stehen einerseits stationäre Laborprüfstände und mobile Prüfstände mit Trägerfahrzeugen zu Verfügung, andererseits werden auch Messungen im realen Fahrbetrieb durchgeführt, um die Charakteristiken des Reifens zu bestimmen.

2.4.1 Laborprüfstände

Bei Laborprüfständen rollt der Reifen auf synthetisch hergestellten Fahrbahnen, welche gekrümmt oder eben sein können. Aufgrund ihrer Bauform unterscheidet man zwischen Innentrommel-, Außentrommel- und Flachbahnprüfständen.

Beim Innentrommelprüfstand rollt der Versuchsreifen auf der Innenseite einer Trommel. Dies ermöglicht die Erprobung des Reifens unter verschiedensten Umgebungsbedingungen bzw. Fahrbahnoberflächen. Durch das einsetzen unterschiedlicher Fahrbahnkassetten, welche über Beton- oder Asphaltoberfläche verfügen können, wird ein realistischer Reibwert des Reifen-Fahrbahn-Kontaktes sichergestellt. Die Trommel ermöglicht zusätzlich das Aufbringen eines definierten Wasserfilmes, um die Nasslaufeigenschaften des Reifens zu untersuchen. Durch die Kapselung der Trommel sind außerdem Temperaturvariationen mit geringem Aufwand möglich. Dadurch können sowohl sommerliche als auch winterliche Umgebungsbedingungen nachgestellt werden. Durch die Trommelkühlung besteht darüber hinaus die Möglichkeit eine Schnee- oder Eisfahrbahn zu erzeugen. Die aufgrund der jeweiligen

Radstellung resultierenden Kräfte werden mit einer Messnabe im radfesten Koordinatensystem oder mit mehreren Kraftmessdosen einer Radkraftmessfelge ermittelt.



Abbildung 2.10: Der Innentrommelprüfstand ermöglicht die Untersuchung des Reifens auf verschiedenen Fahrbahnoberflächen [7]

Beim Außentrommelprüfstand rollt der Versuchsreifen auf der Außenseite der Trommel. Anders als beim Innentrommelprüfstand können hierbei aufgrund der Fliehkräfte bei höheren Geschwindigkeiten keine realen Fahrbahnbeläge aus Beton oder Asphalt aufgebracht werden. Daher wird entweder eine metallische Oberfläche oder Sandpapier verwendet, wodurch bei entsprechender Körnung eine Variation des Reibwertes möglich ist.

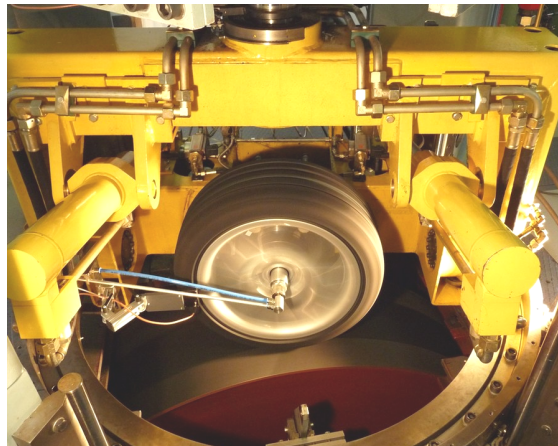


Abbildung 2.11: Der Außentrommelprüfstand ist aufgrund seines Kosten-Nutzen-Verhältnisses am meisten verbreitet [75]

Zur Ermittlung der Gürtel Eigenschaften eines Reifens, wie sie bei fahrkomfortrelevanten Simulationen benötigt werden, sind Schlagleistenmessungen erforderlich, um die Impulsantwort des Reifens zu bestimmen. Auf Trommelprüfständen können die zugehörigen Messungen einfach durch die Montage solcher Schlagleisten durchgeführt werden. Um eine

Beeinflussung auf die Messergebnisse durch Schwingungen bei der Schlagleistenüberfahrt zu vermeiden, muss der Prüfstand sehr steif ausgeführt sein. Durch den geringen Platzbedarf des Außentrommelprüfstandes, verglichen mit dem Innentrommelprüfstand, ist dieser am häufigsten zu finden.

Gegenüber den Trommelprüfständen bieten Flachbahnprüfstände den Vorteil einer ebenen Kontaktzone. Eine negative Beeinflussung der Reaktionskräfte und insbesondere der Radmomente durch eine gekrümmte Fahrbahn kann dadurch ausgeschlossen werden [76]. Allerdings ist hier, wie auch beim Außentrommelprüfstand, keine Verwendung realer Fahrbahnoberflächen möglich. Auch können auf dem Laufband eines Flachbahnprüfstandes keine Schlagleisten montiert werden, weshalb dieser Prüfstand nicht für die Ermittlung der dynamischen Gürtel Eigenschaften des Reifens geeignet ist.



Abbildung 2.12: Der Flachbahnprüfstand ermöglicht durch eine ebene Fahrbahn die Untersuchungen bei realistischem Reifenlatsch [15]

In der Reifen- und Fahrzeugentwicklung sind Charakteristikmessungen von besonderer Bedeutung. Damit können einerseits die Eigenschaften des Reifens hinsichtlich des Fahrverhaltens bewertet werden, andererseits können damit Reifenmodelle für fahrdynamische Anwendungen parametrisiert werden. Durch die stationäre aber auch dynamische Variation einzelner Betriebszustände, wie z.B. der Radstellung oder des Schlupfes, wird der Verlauf der Reibungskoeffizienten und Rückstellmomente als Funktion von Radlast, Schräglaufwinkel, Umfangsschlupf, Geschwindigkeit und Temperatur dargestellt.

2.4.2 Mobile Prüfstände

Bei mobilen Prüfständen handelt es sich um schwere Trägerfahrzeuge mit einer individuell steuerbaren Aufnahmeeinrichtung für einzelne Räder mit den zu untersuchenden Versuchsreifen. Das Versuchsrad (auch als Schlepprad bezeichnet) wird relativ zum Trägerfahrzeug ausgelenkt bzw. gebremst und mit der gewünschten Vertikalkraft (Radaufstandskraft) auf die Fahrbahn gedrückt. Die resultierenden Kräfte und Momente werden mittels Radkraft-

messfelgen erfasst. Mobile Trägerfahrzeuge ermöglichen die Ermittlung von Reifeneigenschaften auf der Fahrbahn. Diese Methode birgt jedoch eine Reihe von möglichen Fehlerquellen. So muss sichergestellt werden, dass die Messungen auf ebenen Fahrbahnen durchgeführt werden. Einzelne Unebenheiten würden die Radlast des Versuchsreifens verändern und dadurch die Interpretation der Messergebnisse erschweren. Außerdem ist es erforderlich, dass die Messung bei Geradeausfahrt des Trägerfahrzeuges stattfindet. Eine Messung mit ausgelenktem Schlepprad bei Kurvenfahrt des Trägerfahrzeuges führt zu erhöhtem oder reduziertem Schräglaufwinkel des Versuchsreifens, was die Messergebnisse wiederum verfälscht. Zudem sind die Untersuchungen mit nur geringen Fahrgeschwindigkeiten (bis ca. $80 \frac{km}{h}$) möglich.



Abbildung 2.13: Der mobile Prüfstand ermöglicht die Ermittlung der Reifeneigenschaften auf der realen Fahrbahn [35]

Mobile Prüfstände bieten den wesentlichen Vorteil der Reifenvermessung bei verschiedensten Fahrbahnbeschaffenheiten, je nachdem, wie die Fahrbahn präpariert ist. Mobile Reifenprüfstände werden auch eingesetzt, um das Kraftschlusspotential von Reifencharakteristiken aus Laborprüfstandmessungen zu skalieren.

2.4.3 Realer Fahrbetrieb

Um Reifeneigenschaften im realen Fahrbetrieb bestimmen zu können, werden üblicherweise Radkraftmessfelgen verwendet. Diese ermitteln über mehrere Messzellen mit Dehnmessstreifen (DMS) die elastische Verformung, die zwischen der Innen- und Außengruppe des Messrades bei Belastung auftritt. Aus diesen Verformungen kann auf ebenen Fahrbahnen auf die wirkenden Kräfte und Momente am Rad und somit auch im Reifen-Fahrbahn-Kontakt geschlossen werden. Zusätzliche Messtechnik wie Schräglaufwinkel- und Sturzwinkelsensoren werden hierbei benötigt, um die Radstellung relativ zur Fahrbahn zu ermitteln. Diese Methode kann bei einem beliebigen Versuchsfahrzeug angewendet werden und bietet gegenüber dem mobilen Prüfstand weiters den Vorteil höherer Fahrgeschwindigkeiten. Es ist allerdings zu beachten, dass das stationäre Verhalten des Reifens nur punktuell mess-

technisch erfasst wird. Über eine entsprechende Auswertemethodik erfolgt die Bestimmung des stationären Verhaltens des Reifens, welches für die Reifenmodellparametrierung verwendet wird [57].



Abbildung 2.14: Mit Radkraftmessfelgen werden die am Rad wirkenden Kräfte und Momente im Fahrbetrieb bestimmt [74]

2.5 Parametrierung von Reifenmodellen

Um den hohen Ansprüchen der Fahrdynamiksimulation hinsichtlich Modellgenauigkeit und Prädiktion zu genügen, werden Reifenmodelle verwendet, welche durch deren bestmögliche Parametrierung das reale Kraftübertragungsverhalten annähernd wiedergeben. Die Anpassung von Reifenparametern an Versuchsergebnisse ist dabei ein unumgänglicher Anwendungsfall des Identifikationsverfahrens. Die Basis bilden Messungen am stationären oder mobilen Prüfstand oder auch Messungen aus dem realen Fahrbetrieb, wie in Abschnitt 2.4 dargestellt. Diese Messdaten werden über ein Parameterfitting-Verfahren und anschließender Parameteridentifikation aufbereitet und stehen im Anschluss daran für Simulationsmodelle als Reifenparameterdatensatz zu Verfügung. Die Bestimmung der Reifenparameter aus den Messdaten erfolgt dabei überwiegend automatisiert, z.B. mit der Parameteridentifikations-Software MF-Tool¹¹ oder TFView¹² [29]. Exemplarisch zeigt Abbildung 2.15 die Ergebnisse eines gefitteten Datensatzes aus Prüfstandmessungen.

Reifenmodelle benötigen eine mehr oder weniger große Anzahl an Parametern. Aufgrund des zeitlichen Aufwandes werden praktisch nur jene Parameter optimiert, also der Fehler zwischen Messung und Simulation minimiert, welche für die jeweilige Untersuchung unmittelbar erforderlich sind. Nach Hirschberg et al. (2009) [30] werden überwiegend fol-

¹¹MF-Tool ist ein Software-Programm zur Berechnung der MF-Tyre und MF-Swift Modellparameter aus Reifenmessungen.

¹²TFView ist ein Software-Programm zur Unterstützung bei der Parametrierung des Handling-Reifenmodells TMeasy.

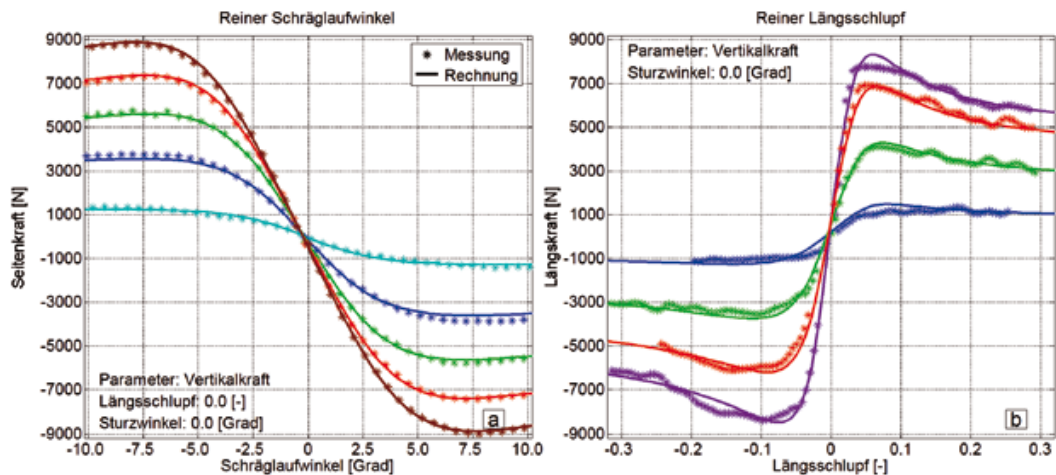


Abbildung 2.15: Identifizierter Reifendatensatz aus Reifenprüfstandsmessungen [69]

gende Datensätze vom Prüfstandbetreiber für einen spezifischen Reifentyp zu Verfügung gestellt:

- Umfangskraft über Umfangsschlupf (dabei häufig Bremskraft)
- Querkraft über Schräglaufwinkel
- Rückstellmoment über Schräglaufwinkel
- radiale und axiale Auslenkungscharakteristik (statisch)

Weitere Messungen bei verschiedenen Radsturzwinkeln oder geringen Reibwerten werden seltener durchgeführt. Auch stehen Auswertungen bei kombinierten Längs- und Querkraften und Momenten, wie sie unter realen Betriebsbedingungen auftreten, nur äußerst selten zu Verfügung, weshalb diese mit dem Reifenmodell über geeignete Annahmen generiert werden müssen.

Problematisch an dieser Stelle ist die Tatsache, dass derjenige, der die Simulation mit dem gefitteten Parametersätzen durchführt, selten auch derjenige ist, der die Parameteridentifikation durchführt. Zudem stehen dem Reifenmodellnutzer vorwiegend keine Rohdaten der Prüfstandmessungen zu Verfügung. Dies erschwert die Überprüfung der Qualität und der Verlässlichkeit der Reifendatensätze.

Um diesen unsicheren Prozess entgegenzuwirken bzw. die Qualität der daraus generierten Datensätze zu erhöhen, empfiehlt sich deren Anpassung anhand realer Fahrzeugmessungen [30]. Dafür sind definierte Straßenmessungen mit dem zu untersuchenden Reifensatz und einem entsprechenden Referenzfahrzeug durchzuführen. Die Versuche sollen mit unterschiedlichen Beladungen bis in den Grenzbereich stattfinden, um einen größeren Bereich des Reifeneinsatzgebietes abzudecken. Zur Validierung sind auch die Spur- und Sturzwinkel präzise zu erfassen.

Die daraus entstehenden Messergebnisse sind den Simulationsergebnissen mit dem identifizierten Reifen und einem validierten Fahrzeugmodell gegenüberzustellen. Nun sind die Reifenmodellparameter so lange anzupassen, bis die Fahrzeuggrößen mit der Messung übereinstimmen. Sobald die Differenz ein Minimum ergibt, kann der angepasste Reifenparametersatz als optimal bewertet werden und ist für den Einsatz in Simulationen bestimmter Fahrmanöverklassen geeignet. Der im Zuge dieser Arbeit noch zu erweiternde Idealprozess der Parametrierung von Reifenmodellen ist grafisch in Abbildung 2.16 dargestellt. Wenn keine Messungen verfügbar sind, müssen Simulationen mit anderen Referenzmodellen anstelle der realen Fahrzeugmessungen durchgeführt werden.

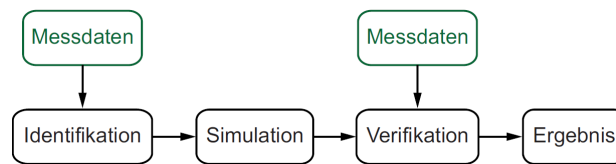


Abbildung 2.16: Idealprozess der Parametrierung von Reifenmodellen [78]

Eine manuelle Anpassung der Reifenmodellparameter erfordert die Erfahrung des Anwenders, welcher weiß, wie die Reifenparameter angepasst werden müssen, um ein repräsentatives Kraftübertragungsverhalten des Reifens zu erzielen. Diese Vorgehensweise ist anschaulich in [30] am Beispiel der stationären Kreisfahrt beschrieben. Abbildung 2.17 zeigt die Querkraftcharakteristik eines Reifens bei drei verschiedenen Radlasten. Darin zu sehen sind die am Reifenprüfstand gemessenen Daten sowie die dafür gefitteten Daten und die vom Anwender korrigierten Reifendaten.

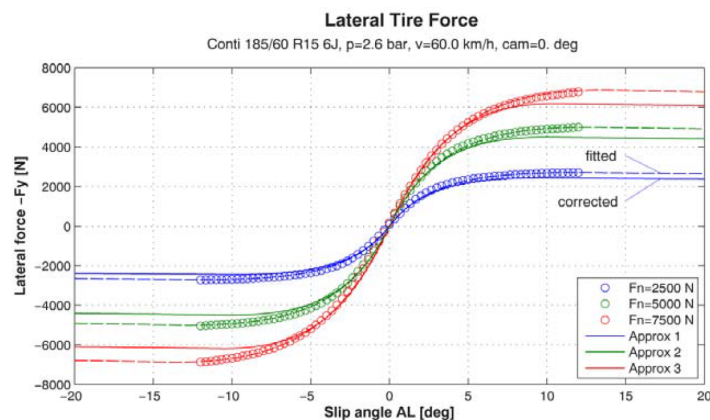


Abbildung 2.17: Fitting und Anpassung der Querkraftcharakteristik [30]

Die Prüfstandmessdaten in Abbildung 2.17 zeigen ein für diesen Reifentyp unrealistisch hohes Reibwertpotential von $\mu_{max} \approx 1,1$. Der Anwender reduziert daher das Reibwertmaximum, muss jedoch darauf achten, dass die Anfangssteigung der Kraft-Schlupf-Kurve unberührt bleibt.

Kapitel 3

Konzeption zur Parameteridentifikation

Reifenparameter werden überwiegend aus Prüfstandmessungen mit entsprechendem Parameterfitting und anschließender manueller Anpassung an die gewünschten Fahrbahnverhältnisse gewonnen, um die unter realen Bedingungen vorherrschenden Reifen-Fahrbahn-Kontakteigenschaften zu beschreiben. Im vorigen Kapitel wurde diesbezüglich auf die etwaigen Restriktionen bzw. Unzulänglichkeiten hingewiesen. Um den unsicheren Prozess der Erzeugung von Datensätzen für Reifenmodelle zu umgehen, wird hier ein Konzept vorgestellt, womit die Identifikation von Reifeneigenschaften aus fahrdynamischen Messungen am Gesamtfahrzeug ermöglicht wird. Dieses Verfahren ist für verschiedene Handling-Reifenmodelle einsetzbar, welche in der Fahrdynamiksimulation Anwendung finden.

3.1 Grundprinzip der Methodik

Die Basis der hier vorgestellten Identifikationsmethodik ist eine allgemein gültige Fahrzustandsbeobachtung, bestehend aus einem Fahrzeug- und Reifenmodell sowie der Zustandsgrößenregelung, welche den simultanen Simulationsverlauf in der Nähe der Messresultate gewährleistet. Dadurch soll sichergestellt werden, dass trotz unzulänglicher Modellparametrierung eine simulationsbasierte Nachbildung realer Fahrmanöver selbst im fahrdynamischen Grenzbereich durchgeführt werden kann. Für die Identifikationsmethode gilt es herauszufinden, wie sich das Kraftübertragungsverhalten des Reifen-Fahrbahn-Kontaktes auf den fahrdynamischen Zustand auswirkt, um daraus Beziehungen zwischen reifenpezifischen Größen und fahrdynamischen Größen abzuleiten. Die Reifeneigenschaften werden durch eine Kombination der Teilbereiche: Zustandserfassung durch fahrdynamische Messungen, Fahrzustandsbeobachtung mittels Zustandsregelung und Parameteroptimierung bestimmt. Das Zusammenspiel dieser drei Bereiche wird anhand des Strukturbildes in Abbildung 3.1 veranschaulicht und im nachfolgenden Abschnitt erläutert.

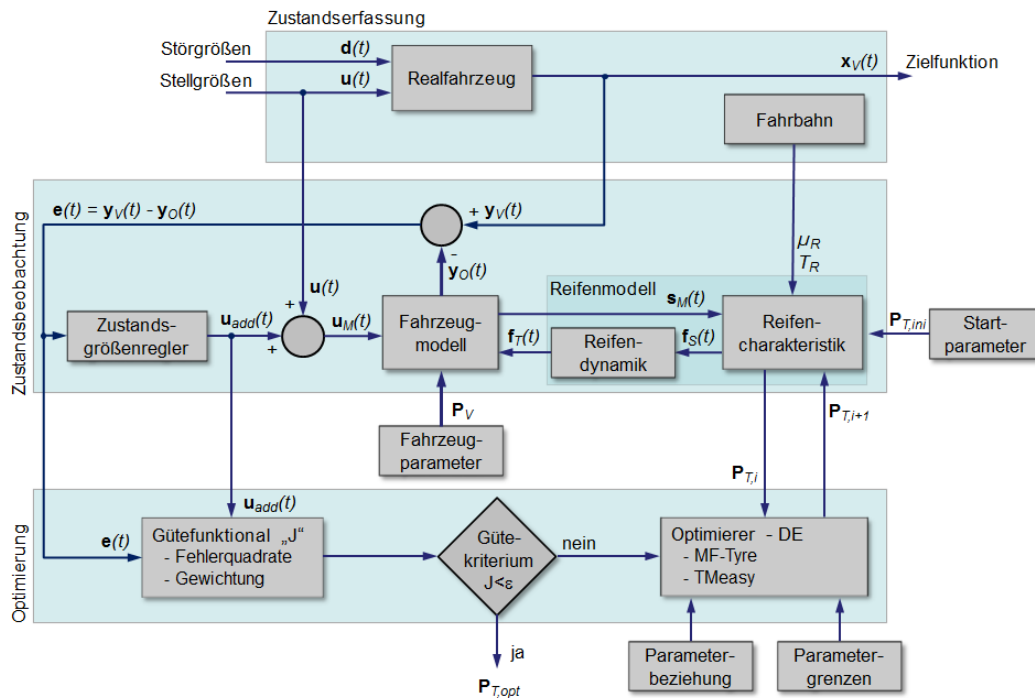


Abbildung 3.1: Schematische Darstellung des Identifikationsprozesses mit Zustandserfassung, Zustandsbeobachtung und Parameteroptimierung

3.2 Merkmale des Identifikationsprozesses

Der relevante Teilzustand $y_V(t)$ des fahrdynamischen Zustands $x_V(t)$ des realen Fahrzeuges entspricht dem SOLL-Zustand bzw. der Zielfunktion des Identifikationsprozesses. Das Fahrzeugmodell mit entsprechender Modellierung des Reifenverhaltens hat die Aufgabe, dem realen Fahrzeug fahrdynamisch zu „folgen“ und entspricht dem IST-Zustand $y_O(t)$. Abweichungen $e(t)$ der Fahrdynamiksimulation vom SOLL-Verhalten werden durch Anpassung der Modelleingangsgrößen $u_M(t)$ über den Zustandsgrößenregler kompensiert.

In der Parameteridentifikation werden die für die Beschreibung der Reifeneigenschaften relevanten Kenngrößen dahingehend angepasst, dass bei gleichen Eingangsgrößen $u(t)$ bzw. $u_M(t)$ die Zustandsgrößen des Fahrzeugmodells bestmöglich den Zustandsgrößen des Realfahrzeuges entsprechen, also $e(t)$ minimal wird. Das Fahrzeugmodell interagiert dabei mit dem Reifen- und Fahrbahnmodell. Das Ergebnis dieses Prozesses sind Reifeneigenschaften bzw. -parameter $P_{T,opt}$, welche das Kraftübertragungsverhalten des Reifens unter den jeweiligen Testbedingungen und Fahrbahneigenschaften modellhaft repräsentieren.

Die sechs wesentlichen Merkmale des Identifikationsprozess lauten somit wie folgt:

- Messungen des dynamischen Fahrzustandes auf der Teststrecke liefert das SOLL-Verhalten.
- Das Fahrzeugmodell hat die Aufgabe, dem realen Fahrkurs zu „folgen“. Es liefert den IST-Zustand, wobei Modellfehler durch den Fahrzustandsregler kompensiert werden.
- Durch Anpassung der Modelleingangsgrößen (Lenkradwinkel und/oder Motormoment bzw. Bremsdruck) über den Zustandsregler wird trotz vorerst fehlerbehafteter Reifenparametrierung der gemessene Fahrzustand wiedergegeben.
- Die Differenz zwischen realen und simulierten Zustandsgrößen (SOLL vs. IST) sowie der zusätzliche Bedarf der Eingangsgrößen liefern die Abweichung, welche durch Optimierung der Reifeneigenschaften minimiert wird.
- Durch die Parameteridentifikation werden die zur Beschreibung der Reifeneigenschaften relevanten Kenngrößen derart angepasst, dass bei gleichen Eingangsgrößen sowohl des Realfahrzeuges als auch des Fahrzeugmodells die simulierten Zustandsgrößen so gut wie möglich mit den realen Zustandsgrößen übereinstimmen.
- Es ist offensichtlich, dass die Güte der Parameteridentifikation des Reifens eine hinreichende Genauigkeit des Fahrzeugmodells voraussetzt.

3.2.1 Zustandserfassung des realen Fahrzeuges

Das fahrdynamische Verhalten des Testfahrzeuges, welches mit den zu identifizierenden Reifen ausgestattet ist, wird durch Fahrzeugmessungen auf einer ebenen und horizontalen Teststrecke ermittelt. Da Reifenmodelle das Verhalten des Reifens-Fahrbahn-Kontaktes vorwiegend in dessen Umfangs- und Querrichtung beschreiben und eine entsprechende Parametrierung erfordern, werden längs- und querdynamische Fahrmanöver separat durchgeführt. Bei längsdynamischen Fahrmanövern ist darauf zu achten, dass keine Lenkbewegungen stattfinden und dass vor allem auch bei Schlupfwerten über den linearen Bereich hinaus ein stabiler Geradeauslauf möglich ist. Querdynamische Manöver werden durch Lenkbewegungen gesteuert, wobei der längsdynamische Einfluss durch eine konstante Fahrgeschwindigkeit minimal zu halten ist, oder die Manöver im ausgekuppelten Zustand durchzuführen sind.

Die Eingangsgrößen $\mathbf{u}(t)$, welche vom Fahrer direkt oder indirekt vorgegeben werden, sind der Lenkradwinkel, die Gas- und Bremspedalstellung bzw. das Antriebsmoment und der Bremsdruck an den Rädern. Das Resultat der absolvierten Fahrmanöver sind fahrdynamisch charakteristische Zustände wie Längs- und Quergeschwindigkeit, Gierrate und die Raddrehzahlen sowie Längs- und Querschleunigung des Fahrzeuges. Diese Größen

beschreiben die Zielfunktion $\mathbf{y}_V(t)$, welche auch das Fahrzeugmodell mit optimierter Reifenparametrierung $\mathbf{P}_{T,opt}$ wiedergeben soll. Neben den vom Fahrer vorgegebenen Eingangsgrößen wird das Fahrzeug auch von Störgrößen $\mathbf{d}(t)$ wie Windkräfte und unvermeidbare Bodenunebenheiten beeinflusst. Diese Größen sind messtechnisch jedoch schwer zu erfassen. Bei den Fahrversuchen ist daher darauf zu achten, dass sich die wirkenden Störungen auf ein Minimum beschränken und keine Kursabweichungen des Fahrzeuges verursachen.

Die Zustandserfassung beinhaltet neben dem Bewegungszustand des Fahrzeuges auch den Zustand der Fahrbahn, auf welcher sich das Fahrzeug bewegt. Vor allem der Fahrbahnreibungskoeffizient μ_R aber auch die Fahrbahntemperatur T_R beeinflussen maßgeblich die Charakteristik der Kraftübertragung im Reifenlatsch. Bei den Fahrzeugmessungen, welche für die Identifikation eines Reifendatensatzes durchgeführt werden, ist daher unbedingt auf gleichbleibende Umgebungsbedingungen zu achten.

Der gemessene fahrdynamische Zustand $\mathbf{y}_V(t)$ dient als Referenz für den zu simulierenden Fahrzustand $\mathbf{y}_O(t)$. Neben den präzisen Messungen am Realfahrzeug sind daher die Fahrzustandsbeobachtung sowie die nichtlineare Optimierung wesentliche Bestandteile des Identifikationsprozesses.

3.2.2 Beobachtung des Fahrzustandes

Der Fahrzustandsbeobachter setzt sich aus drei Komponenten zusammen: Fahrzeugmodell, Reifenmodell und dem Fahrzustandsregler, welcher als Kompensationsglied zu betrachten ist. Mit dem Fahrzeugmodell soll das reale Fahrverhalten möglichst detailliert nachgestellt werden. Dafür erhält das Modell dieselben Eingangsgrößen wie das reale Fahrzeug. Der gemessene Lenkradwinkel wird direkt als Modelleingangsgröße zur Kursführung verwendet, das gemessene Antriebsmoment sowie die gemessenen Bremsdrücke sind Eingangsgrößen zur Simulation der längsdynamischen Fahrzeugbewegung.

Der simulierte fahrdynamische Zustand $\mathbf{y}_O(t)$ beschreibt das IST-Verhalten des Modells. Er wird aus der zum realen Vorgang simultanen Berechnung der Zustandsgrößen gewonnen. Um Einflüsse des Fahrzeugmodells bei der Reifenidentifikation zu vermeiden, ist wie erwähnt eine entsprechend der Anwendung adäquate Modellierung der Fahrdynamik und eine präzise Parametrierung des Fahrzeugmodells unumgänglich. Aufgrund von unvermeidbaren strukturellen und parametrischen Modellfehlern weicht allerdings der simulierte Fahrzustand vom realen Fahrzustand ab. Diese Abweichung wird als Fehler $\mathbf{e}(t)$ aufgefasst. Mit dem Regler wird basierend auf dem ermittelten Fehler $\mathbf{e}(t)$ der zusätzliche Stellgrößenbedarf $\mathbf{u}_{add}(t)$ bestimmt und den Modelleingangsgrößen $\mathbf{u}(t)$ überlagert. Mit den daraus gewonnenen modifizierten Stellgrößen $\mathbf{u}_M(t)$ wird sichergestellt, dass das Beobachtermodell dem realen Vorgang fahrdynamisch stabil „folgt“.

Die für die Simulation der Kontaktkräfte im Reifenlatsch interessierenden Ausgangsgrößen $\mathbf{s}_M(t)$ des Fahrzeugmodells werden über die standardisierte Schnittstelle, dem *Standard*

Tyre Interface (STI), an das Reifenmodell übertragen. Mit der Modellierung des Reifen-Fahrbahn-Kontaktes werden entsprechend den vom Fahrzeug übergebenen Größen (Längs- und Quergeschwindigkeit im Radaufstandspunkt, Raddrehzahl, Radlast und die relative Radstellung) die statischen Kontaktkräfte und -momente $\mathbf{f}_S(t)$ bestimmt. Der tatsächliche Kraftaufbau hat jedoch ein dynamisches Verhalten, da sich der Reifen im Latsch erst verformen muss, um die Kraftübertragung zu ermöglichen. Dieses Einlaufverhalten wird üblicherweise als Verzögerungsglied erster Ordnung modelliert [24]. Das Fahrzeugmodell wird mit den dynamischen Kontaktkräften und -momenten $\mathbf{f}_T(t)$ beaufschlagt und gibt damit das fahrdynamische Verhalten der Reifen wieder.

Anders als die Fahrzeugparameter \mathbf{P}_V , welche für die Dauer des Identifikationsprozesses konstant bleiben, werden die Reifenparameter \mathbf{P}_T in jedem Simulationslauf angepasst. Um den Prozess jedoch starten zu können, bedarf es einer initialen Parametrierung des Reifenmodells $\mathbf{P}_{T,ini}$. Dieser Startparametersatz erhebt keinen Anspruch auf Vollständigkeit bzw. Genauigkeit. Die Verwendung von sog. Pseudo-Parametern ist ausreichend, da im Zuge der Optimierung ohnehin die Parametergrenzen bzw. -beziehungen definiert werden.

3.2.3 Parameteridentifikation mit stochastischer Optimierung

Ziel der Parameteroptimierung ist es, Reifeneigenschaften über die Parameter des eingesetzten Reifenmodells derart anzupassen, dass das tatsächliche Kraftübertragungsverhalten im Latsch beschrieben wird und somit ein realistisches fahrdynamisches Verhalten simuliert werden kann. Aufgabe des Optimierungsprozesses ist dabei die Minimierung der Abweichung $\mathbf{e}(t)$, welche den Unterschied zwischen gemessenen und simulierten Fahrverhalten beschreibt. Da es sich um einen Offline-Prozess handelt, wird ein iteratives Verfahren angewandt, wobei dieselben Simulationen mit dem Beobachtermodell für mehrere Optimierungen durchgeführt werden.

Eine wichtige Komponente des Optimierungsprozesses ist die Quantifizierung des Modellfehlers $\mathbf{e}(t) = \mathbf{y}_V(t) - \mathbf{y}_O(t)$ über Gütefunktionale. Diese werden mit einfachen Fehlerquadratberechnungen zwischen gemessenen und simulierten Größen bestimmt. Da zwischen Reifeneigenschaften in Umfangs- und Querrichtung unterschieden wird, kommen zwei Gütefunktionale zum Einsatz, welche dem längs- und querdynamischen Fahrverhalten zugeordnet werden. Das Gütefunktional für das längsdynamische Fahrverhalten berücksichtigt lediglich die Raddrehzahlen aller vier Räder. Querdynamisch fließen die drei Größen Schwimmwinkel, Querbeschleunigung und Gierrate in die Berechnung ein, weshalb von einer mehrkriteriellen Optimierung gesprochen wird. Um eine Vergleichbarkeit der unterschiedlichen Größen in den beiden Gütefunktionalen sicherzustellen, empfiehlt sich die Normierung der im Gütefunktional enthaltenen Größen.

Neben der Einteilung der Reifeneigenschaften in Umfangs- und Querrichtung werden diese noch weiter in lineare und nichtlineare Bereiche unterteilt. Um das fahrdynamische

Verhalten diesen Bereichen zuordnen zu können, werden wichtige Zielgrößen unterschiedlich gewichtet. So werden beispielsweise zur Identifikation der linearen Reifeneigenschaften die zeitlichen Bereiche der Messgrößenverläufe mit geringen Beschleunigungswerten höher gewichtet.

Für die Optimierung der Reifenparameter wird ein evolutionärer Algorithmus - Differential Evolution (DE) [70] - aus der Gattung der stochastischen Optimierer verwendet. Hierbei ist neben der Festlegung von Gütefunktionen auch die Vorgabe eines parametrierbaren Modells erforderlich. In diesem Fall werden die klassischen Vertreter für die Fahr-dynamiksimulation TMeasy und MF-Tyre in den Identifikationsprozess eingebunden. Im Optimierungsprozess werden die Fehler zwischen Messung und Simulation minimiert. Mit der Definition von Parametergrenzen bzw. Randbedingungen kann sichergestellt werden, dass eine physikalische Interpretierbarkeit der Reifeneigenschaften gegeben ist. Eine zusätzliche Definition von Parameterbeziehungen und der Anwendung des Ähnlichkeitsprinzips von Umfangs- und Querschlepp [40] ermöglicht weiters die Anwendung der Überlagerungstheorie, wodurch sich längs- und querdynamische Eigenschaften des Reifens gegenseitig stützen. Dies erleichtert das automatische Setzen der Startparametrierung für mehrere Teiloptimierungen und führt zu einer Steigerung der Simulationsgüte.

Um nicht sämtliche Reifenparameter gleichzeitig anpassen zu müssen, wird der Identifikationsprozess in Teilprozesse aufgeteilt. Die Parameteridentifikation erfolgt somit sequentiell. Vorerst werden die Parameter des Reifens bestimmt, welche die Lineareigenschaften in Quer- und Umfangsrichtung beschreiben. Im Anschluss daran werden jene Reifenparameter bestimmt, die das nichtlineare Kraftübertragungsverhalten in Umfangs- und Querrichtung charakterisieren. Die Reihenfolge der Parameteridentifikation ist entscheidend und wird daher in Abschnitt 7.4.4 separat beschrieben.

Durch die Anpassung der Reifenparameter wird das simulierte Fahrverhalten rekursiv an das reale herangeführt, was eine Verringerung des Fehlers $\mathbf{e}(t)$ und gleichzeitig eine Verringerung des zusätzlichen Stellgrößenbedarfes $\mathbf{u}_{add}(t)$ bewirkt. Die Fahrzeugparameter werden in diesem Identifikationsprozess nicht angepasst, sondern sind vorab zu bestimmen (siehe Abschnitt 5.2). Sofern ein Minimum der einzelnen Gütefunktionen erreicht ist, führt dies zum Abbruch des iterativen Prozesses und somit zur (Teil-)Lösung der Parameteroptimierung. Wird diese Bedingung nicht erfüllt, erfolgt ein weiterer Iterationsschritt. Unter der Voraussetzung von Konvergenz des Optimierungsprozesses erreicht die Simulationsgüte nach mehreren Iterationen einen Stand, bei welchem der Modellierungsfehler $\mathbf{e}(t)$ und der zusätzliche Stellgrößenbedarf $\mathbf{u}_{add}(t)$ einem globalen Minimum entspricht¹.

¹Die Konvergenz kann formal nicht garantiert werden, sie kann jedoch aufgrund der im Zuge der Arbeit gewonnenen Erfahrung erwartet werden.

Kapitel 4

Fahrdynamische Messungen

Die Grundlage des in dieser Arbeit dargestellten Identifikationsprozesses bilden fahrdynamische Messungen am Gesamtfahrzeug, welche das Fahrverhalten des Realfahrzeuges beschreiben und somit den SOLL-Zustand darstellen. In Abschnitt 3.2.1 ist bereits die prinzipielle Vorgehensweise bei der Zustandserfassung des Realfahrzeuges erläutert. Dieses Kapitel widmet sich der Beschreibung des dafür erforderlichen Versuchsaufbaues, der verwendeten Sensorik bzw. Messgrößen sowie der Fahrmanöver, welche für den Identifikationsprozess geeignet sind.

4.1 Versuchsfahrzeug und Testreifen

Diesem Forschungsprojekt steht ein Audi A4 Avant 1.8 TFSI für die fahrdynamischen Untersuchungen zu Verfügung. Abbildung 4.1 zeigt das Versuchsfahrzeug mit dem Messaufbau. Hierbei handelt es sich um ein Serienfahrzeug mit Frontantrieb und manuellem Schaltgetriebe, welches mit Messtechnik zur Erfassung des Fahrzustandes und der Fahrzeugposition ausgestattet ist.



Abbildung 4.1: Versuchsfahrzeug zur Erfassung des fahrdynamischen Zustandes

Für die Charakterisierung der Reifeneigenschaften über weite Schlupfbereiche sowohl in Umfangs- als auch Querrichtung des Reifens ist es erforderlich, dass das Fahrzeug auch weit im nichtlinearen Bereich der Kraftübertragung und somit im (Teil-)Gleitbereich (siehe Abbildung 2.3) des Reifens betrieben werden kann. Die Fahrassistenzsysteme ABS (Antiblockiersystem) und ESP (Elektronisches Stabilitätsprogramm), welche das Fahrverhalten basierend auf den Daten der ABS-Drehzahlsensoren, des Lenkwinkelsensors und des Gier-ratensensors (beinhaltet sowohl die Gierrate als auch die Querschleunigung) stabilisieren, würden den Fahrbetrieb im Teilgleitbereich des Reifens durch gezielte Brems Eingriffe verhindern. Indem die elektrische Verbindung der ABS-Drehzahlsensoren der Hinterachse getrennt wird und somit ein entscheidendes Eingangssignal fehlt, lassen sich diese Fahrassistenzsysteme deaktivieren.

Zur Validierung der in dieser Arbeit entwickelten Methode werden verschiedene Reifen getestet bzw. deren Eigenschaften identifiziert. Durch die Verwendung dreier unterschiedlicher Reifentypen wird ein breites Spektrum an Reifenvarianten berücksichtigt. Diese sind:

- Continental WinterContact TS830 205/55 R16
- Continental SportContact3 MO 245/40 R18
- Kumho S700 K50 245/640 R18

Um die Ergebnisse der Reifenparameteridentifikation interpretieren und bewerten zu können, werden die Testreifen auf einem Flachbahnprüfstand vermessen und die dabei generierten Rohdaten in einem automatischen Parameterfitting aufbereitet. Anschließend erfolgt die Modifikation der Reifenparameter durch den erfahrenen Experten, wodurch diese den Eigenschaften des Reifens auf der jeweiligen Fahrbahn der Teststrecke entsprechen, auf welcher die fahrdynamischen Untersuchungen durchgeführt werden. Dies ermöglicht eine Gegenüberstellung mit den ermittelten Reifeneigenschaften bzw. Reifencharakteristiken aus dem Identifikationsprozess, womit eine Abschätzung über die Qualität der identifizierten Reifenparameter ermöglicht wird. Diese Gegenüberstellung ist in Kapitel 8 erläutert.

4.1.1 Eingesetzte Sensorik und Messgrößen

Eine präzise Erfassung des fahrdynamischen Zustandes ist Voraussetzung für den in dieser Arbeit entwickelten Identifikationsprozess. Bei den Fahrzeugmessungen auf der Teststrecke kommen dafür unterschiedliche Sensorsysteme zum Einsatz. Diese Sensorsysteme werden vorwiegend zur Erfassung der für den Identifikationsprozess erforderlichen Messgrößen benötigt. Zusätzlich Sensorsysteme werden eingesetzt, um das verwendete Fahrzeugmodell validieren zu können. Abbildung 4.2 gibt einen Überblick über die am Versuchsfahrzeug eingesetzten Sensorik bzw. Messgrößen, welche in den folgenden beiden Abschnitten beschrieben werden.

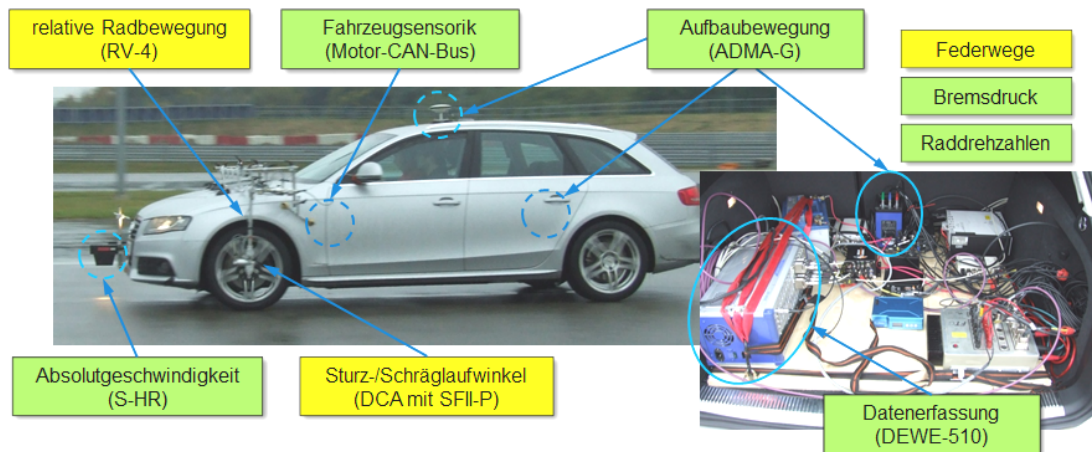


Abbildung 4.2: Sensorsysteme am Fahrzeug zur Bestimmung des fahrdynamischen Zustandes für die Reifenidentifikation (grün) und die Modellvalidierung (gelb)

Messgrößen für die Identifikationsmethodik

Die zur Reifenparameteridentifikation erforderlichen fahrdynamischen Größen werden durch serienmäßig verbaute Sensorik des Fahrzeugs sowie mithilfe hochpräziser Feinmesstechnik erfasst. Zu den Messgrößen, welche mittels fahrzeugeigener Sensorik durch Abgriff am Motor-CAN-Bus erfasst werden, zählt der **Lenkradwinkel**, der als Stellgröße des Fahrzeugmodells verwendet wird. Ebenso wird das am Motor-CAN-Bus anstehende **Motormoment** als Stellgröße genutzt. Die **Motordrehzahl** ist eine indirekt für die Parameteridentifikation erforderliche Größe. Über das Verhältnis Motordrehzahl zu Raddrehzahl kann die Getriebeübersetzung und somit der jeweils aktive Getriebeengang bestimmt werden. Der aktive Getriebeengang ist die dritte Stellgröße des Fahrzeugmodells.

Neben den Stellgrößen Lenkradwinkel, Motormoment und **Getriebeengang** sind die **Bremsdrücke** der Vorder- und Hinterachse die vierte Eingangsgröße des Fahrzeugmodells. Sie werden über zusätzliche Sensorik (PMP 4361 Drucksensoren [19]) bestimmt. Die Druckaufnehmer werden nahe den Radbremsen vorne rechts und hinten links in die Bremsleitungen eingebunden. Somit kann sichergestellt werden, dass der direkt an den Radbremsen auftretende Bremsdruck gemessen wird und eine Modellierung der Bremskraftverstärkung, Bremskraftverteilung und Druckfortpflanzung in den Bremsleitungen entfallen kann.

Die **Raddrehzahlen** werden mit Hilfe der fahrzeuginnen berührungslosen, passiven Raddrehzahlsensoren erfasst. Wie bereits zu Beginn des Abschnittes 4.1 angedeutet, werden nur die Drehzahlen der Vorderräder über den Motor-CAN-Bus abgegriffen. Die Drehzahlsensoren der Hinterräder werden vom CAN-Bus getrennt und deren Messsignale direkt mit dem Datenerfassungssystem DEWE-510 [11] aufgezeichnet. Dadurch wird sichergestellt, dass die Regelsysteme ABS und ESP deaktiviert und fahrdynamische Untersuchungen auch im (Teil-)Gleitbereich ohne elektronische Eingriffe durchführbar sind.

Das Versuchsfahrzeug wird mit zusätzlicher Messtechnik ausgestattet, um die fahrdynamischen Zustände des Fahrzeugs präzise darzustellen. Eine zentrale Größe ist die schlupffreie Geschwindigkeit über Grund. Für dessen Erfassung wird der zweiaxiale Geschwindigkeitssensor Correvit S-HR [10] verwendet (Abbildung 4.3). Dieser zeichnet die Geschwindigkeit des Fahrzeuges mittels optischer Wegaufnehmer auf. Neben der tatsächlichen Längs- und Quergeschwindigkeit des Fahrzeuges kann damit auch der Schwimmwinkel des Fahrzeuges während der Messfahrten zuverlässig bestimmt werden.



Abbildung 4.3: Geschwindigkeitssensor Correvit S-HR zur Schwimmwinkelmessung [44]

Die Bestimmung weiterer Bewegungsgrößen des Fahrzeuges erfolgt mit einer faseroptischen Kreiselplattform ADMA-G-PRO+ [20] (Abbildung 4.4). Dieses speziell für Fahrdynamikmessungen im Automobilbereich entwickelte Messsystem ermöglicht die Bestimmung sämtlicher dynamischen Bewegungszustände wie Beschleunigungen, Geschwindigkeiten, Position, Drehraten und Drehwinkel des Fahrzeuges im horizontalen Koordinatensystem H und ist somit von der Bewegung des Fahrzeugaufbaues unabhängig. Außerdem liefert der Sensor die entsprechenden Größen in Bezug auf das aufbaufeste Koordinatensystem B . Nick- und wankwinkelbedingte Anteile der Erdbeschleunigung können dadurch die aufbaufesten Beschleunigungen nicht verfälschen [39]. Über die Integration der kinematischen Kardangleichung und mit einem internen Kompensationsalgorithmus, der über ein GPS-Signal die Fahrgeschwindigkeit einbezieht, erfolgt die Bestimmung der initialen Drehwinkel des Aufbaus. Die hochgenaue Positionsbestimmung wird mit einem externen DGPS-Empfänger erzielt. Hierfür wird eine GSM-DGPS-Box verwendet. Die DGPS-Korrekturdaten werden über das GSM-Mobiltelefonnetz von einem stationären GPS-Empfänger oder einem GPS-Netzwerk wie z.B. SAPOS in Deutschland oder APOS in Österreich empfangen.

Die Aufzeichnung sämtlicher Messgrößen zur Parameteridentifikation erfolgt über das Messdatenerfassungssystem DEWE-510 [11]. Dieses System verfügt über einen eigenen Prozessor sowie Betriebssystem und ist aufgrund des integrierten Datenspeichers und der Ethernet-Schnittstelle sowie mehrere CAN-Schnittstellen vielseitig einsetzbar. Durch die Erweiterung mit DEWE-ORION A/D-Messkarten werden sämtliche Analogeingänge simultan abgetastet und Digitaleingänge synchronisiert, weshalb die DEWE-510 ein für das hier



Abbildung 4.4: Kreiselplattform ADMA-G-PRO+ (rechts) und GPRS-DGPS-Box zur exakten Messung der dynamischen Bewegungszustände (links) [20]

angewandte Messverfahren geeignetes System darstellt [6]. Für die Identifikationsmethodik relevanten Messgrößen sowie deren Spezifikationen sind in Tabelle 4.1 zusammengefasst.

<i>Messgröße</i>	<i>Quelle</i>	<i>Messbereich</i>	<i>Auflösung</i>	<i>Abtastrate</i>
Lenkwinkel δ_{SW}	Motor-CAN	0...819,1 °	0,1 °	100 Hz
Motormoment M_E	Motor-CAN	0...1023 Nm	1 Nm	100 Hz
Motordrehzahl ω_E	Motor-CAN	0...16384 1/min	0,25 1/min	100 Hz
Bremsdruck p_{WB}	PMP 4361	0...250 bar	0,08 bar	250 Hz
Raddrehzahl ω_y	Radsensor	0...380 rad/s	0,1 rad/s	50 Hz
Geschwindigkeit v_{xB}	S-HR	$\pm 0,14 - 69,40$ m/s	0,01 m/s	250 Hz
Schwimmwinkel β	S-HR	± 40 °	0,01 °	250 Hz
Beschleunigung a_{xB}	ADMA-G	± 50 m/s ²	0,001 m/s ²	250 Hz
Beschleunigung a_{yB}	ADMA-G	± 50 m/s ²	0,001 m/s ²	250 Hz
Gierrate ω_{zB}	ADMA-G	± 320 °/s	0,00004 °/s	250 Hz

Tabelle 4.1: Spezifikation der für die Parameteridentifikation relevanten Messgrößen

Messgrößen zur Modellvalidierung

Um das Fahrzeugmodell abgleichen und validieren zu können werden weitere fahrdynamische Größen erfasst. Dazu zählen der Sturzwinkel und der Schräglaufwinkel der Vorderäder. Für deren Ermittlung eignet sich das DCA-System [45] mit dem Correvit SFII-P Sensor [46]. Abbildung 4.5 zeigt die Messeinrichtung am Rad mit Sturzwinkelsensoren (1) und Schräglaufwinkelsensor (2). Das Messsystem wird drehbar gelagert in Radmitte adaptiert. Das DCA-System, bestehend aus zwei in bestimmten Abstand zueinander montierten Höhensensoren, ermöglicht die dynamische Bestimmung des Radsturzwinkels durch die Messung der relativen Abstandsänderung zwischen der Fahrbahn und den beiden Sensoren. Der Schräglaufwinkelsensor SFII-P bestimmt optisch die schlupffreie Geschwindigkeit, mit der sich das Rad in Längs- und Querrichtung über die Fahrbahn bewegt. Gleichzeitig wird auch die Betragsgeschwindigkeit sowie deren Ausrichtung zur Längsachse erfasst, womit sich der Schräglaufwinkel bestimmen lässt.

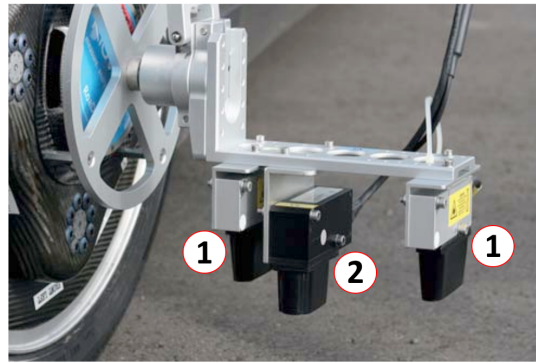


Abbildung 4.5: Sturz- und Schräglaufwinkelsensorik zur Bestimmung der Bewegung des Rades über Grund [45]

Eine weitere Messeinrichtung zur Validierung des Fahrzeugmodells ist das Radvektorsensorsystem RV-4 [47] (Abbildung 4.6). Es dient zur gleichzeitigen Bestimmung der Radposition und der Radlage in fünf Achsen relativ zum Fahrzeugaufbau und besteht aus fünf miteinander verbundenen einaxialen Gelenken, die jeweils mit Drehpotentiometern ausgestattet sind. Mit Ausnahme der Drehung um die Radachse erfassen die Sensoren jede Bewegung des Rades. Das System wird radseitig über einen zentrierten Freilauf und karosserieseitig über Saughalter am Kotflügel und auf der Motorhaube montiert (Abbildung 4.6 rechts). Nach einer entsprechenden Kalibrierung des Nullpunkts werden die gemessenen Bewegungen der Gelenke in die fünf Freiheitsgrade Radspur, Radsturz sowie Längs-, Quer- und Vertikalverschiebung des Radmittelpunkts relativ zum Fahrzeugaufbau umgerechnet. Für den Modellabgleich sowie die Modellvalidierung sind vor allem die unter Last sich einstellenden Radlenkwinkel sowie die Radverschiebung in vertikaler Richtung von Interesse.



Abbildung 4.6: Radvektorsystem zur Bestimmung der Radbewegung relativ zum Fahrzeugaufbau; links: RV-4 Sensoren; rechts: Anbau am Fahrzeug [47]

Da das Radvektorsystem nur an den gelenkten Vorderrädern appliziert ist, werden die Federwege sowohl an der Hinter- als auch an der Vorderachse zusätzlich mit Linearpotentiometern LZW1-A der Firma WayCon aufgezeichnet. Damit besteht zusätzlich die Möglichkeit sowohl das Nick- als auch das Wankverhalten des Fahrzeuges bei den jeweiligen Manövern zu validieren.

Die Messgrößen zur Modellvalidierung werden, wie auch jene für die Identifikationsmethodik, über das Messdatenerfassungssystem DEWE-510 aufgezeichnet. Diese Messgrößen sowie die Spezifikation der eingesetzten Sensorik ist in Tabelle 4.2 zusammengefasst.

<i>Messgröße</i>	<i>Quelle</i>	<i>Messbereich</i>	<i>Auflösung</i>	<i>Abtastrate</i>
Schräglaufwinkel α	SFII-P	$\pm 40^\circ$	$0,1^\circ$	250 Hz
Sturzwinkel absolut γ	DCA	$\pm 25^\circ$	$0,04^\circ$	250 Hz
Radlenkwinkel δ_W	RV-4	$\pm 45^\circ$	$0,002^\circ$	125 Hz
Radverschiebung vertikal s_{zW}	RV-4	$\pm 200 \text{ mm}$	$0,005 \text{ mm}$	125 Hz
Sturzwinkel relativ γ_{rel}	RV-4	$\pm 10^\circ$	$0,002^\circ$	125 Hz
Federweg s_z	LZW1-A	$0 - 250 \text{ mm}$	n/a	250 Hz

Tabelle 4.2: Spezifikation der für die Modellvalidierung relevanten Messgrößen

4.1.2 Fahrzeug- und Reifenkonditionierung

Die hier beschriebene Methode zielt darauf ab, Reifeneigenschaften in Längs- und Querichtung zu bestimmen. Dementsprechend werden längs- und querdynamische Fahrmanöver getrennt betrachtet. Dabei ist darauf zu achten, dass die fahrdynamischen Messungen stets unter annähernd gleichen Bedingungen durchgeführt werden. Sowohl das Fahrzeug als auch die Reifen sind daher vor den Messfahrten entsprechend zu konditionieren.

Die Fahrzeugkonditionierung ist vergleichsweise einfach durchzuführen. Hier muss lediglich darauf geachtet werden, dass sich die Fahrzeugmasse und der Gesamtschwerpunkt im Laufe der Einzelmessungen nicht ändert, also die Zuladung und dessen Position im Fahrzeug konstant bleiben. Dies gilt grundsätzlich auch für den Inhalt des Kraftstofftanks. Ein Kraftstoffverbrauch von ca. 25 % einer Tankfüllung und damit einhergehend eine Verringerung der Fahrzeugmasse um ca. 10 kg (bei einem üblichen Tankvolumen von 60 l und einer Dichte des Treibstoffes von $0,75 \frac{\text{kg}}{\text{l}}$) im Laufe der Fahrversuche kann jedoch durchaus toleriert werden. Entscheidend ist hingegen die genaue Kenntnis der Schwerpunktlage. Die horizontale Lage des Schwerpunktes wird mit vier Radlastwagen bestimmt. Die vertikale Position lässt sich bei Kenntnis der Fahrzeugmasse in Konstruktionslage (siehe Prüfstandmessungen in Abschnitt 5.2) und der Positionen von zusätzlichen Massen (Fahrer und Messtechnik) rechnerisch aus den Teilmassen ermitteln:

$$h_{CG} = \frac{\sum m_i \cdot h_i}{\sum m_i} \quad (4.1)$$

Die Konditionierung des Reifens ist im Gegensatz zur Fahrzeugkonditionierung ungleich aufwändiger. Wie bereits in Abschnitt 2.1 erwähnt, ist die Kraftübertragung des Reifens unter anderem von dessen Temperatur abhängig. Die Reifentemperatur ist wiederum von der mechanischen Beanspruchung abhängig. Gleichzeitig beeinflusst die Temperatur den Reifenfülldruck, welcher wiederum Auswirkungen auf den Rollwiderstand, die Reifensteifigkeit und somit auf das Kraftübertragungspotential hat. Aufgrund dieser Abhängigkeiten ist eine klar definierte Prozedur für die Reifenkonditionierung einzuhalten, um konstante Bedingungen bei der Erfassung des fahrdynamischen Zustandes zu gewährleisten:

Vorerst werden sowohl Reifen aber auch das Fahrzeug (im speziellen die Elastomerlager des Fahrwerkes) bei Geschwindigkeiten im Bereich von $80-120 \frac{km}{h}$ über eine Fahrdauer von ca. 20 min warmgefahren. Die Reifen sind dabei gleichmäßig zu beanspruchen, um einerseits eine ungleichmäßige Abnutzung der Reifen zu vermeiden, aber vor allem, um ein gleiches Temperaturniveau bei allen Reifen zu erzielen. Dadurch kann sichergestellt werden, dass die temperaturabhängigen Elastomer-Komponenten vergleichbare Steifigkeiten aufweisen und somit in den vier Reifen-Fahrbahn-Kontaktzonen die gleichen Bedingungen herrschen. Nach ISO 4138 werden verschiedene stationäre und instationäre Manöver vorgeschlagen, um die Reifen für deren eigentliche Verwendung einzufahren und auf Betriebstemperatur zu bringen.

Nach Erreichen einer gleichmäßigen Reifentemperatur im Bereich von $50^\circ C$ erfolgt die Feinjustierung des Reifenfülldrucks. Die Erfahrung zeigt, dass sich der Fülldruck durch den Aufwärmprozess in etwa um $0,3 \text{ bar}$ erhöht und dementsprechend korrigiert werden muss. Der rechnerische Nachweis dieser Druckerhöhung wird anhand eines Beispiels aus der Thermodynamik erbracht:

Vor dem Aufwärmprozess beträgt der Luftdruck im Reifen $p_{W0} = 2,7 \text{ bar}$. Entsprechend der Umgebungstemperatur beträgt die Reifentemperatur $T_0 = 15^\circ C$. Das Volumen der Luft im Reifen wird mit $V_{W0} = 10 \text{ dm}^3$ angenommen. Mit diesen Informationen und der molaren Masse $MM = 29 \frac{g}{mol}$ sowie der allgemeinen Gaskonstante $R = 8,314 \frac{J}{mol \cdot K}$ lässt sich die Molzahl MZ berechnet:

$$MZ := \frac{m}{MM} = \frac{p_0 \cdot V_0}{R \cdot T_0} = \frac{2,7 \cdot 10^5 \cdot 10 \cdot 10^{-3}}{8,314 \cdot (15 + 273,15)} = 1,127 \text{ mol} \quad (4.2)$$

Die Masse der im Reifen eingeschlossenen Luft beträgt

$$m = MZ \cdot MM = 1,127 \cdot 29 = 32,684 \text{ g}. \quad (4.3)$$

Die Temperatur des Reifens nach dem Aufwärmprozess beträgt $T_1 = 50^\circ C$. Unter der Annahme einer Reifenausdehnung um 2% ergibt sich ein Reifenvolumen von $V_1 = 10,2 \text{ dm}^3$. Da die Masse der Luft im Reifen konstant bleibt, kann der sich einstellende Fülldruck aus der allgemeinen Gasgleichung berechnet werden:

$$p_1 = MZ \cdot \frac{R \cdot T_1}{V_1} = 1,127 \cdot \frac{8,314 \cdot (50 + 273,15)}{10,2 \cdot 10^{-3}} = 2,97 \text{ bar} \quad (4.4)$$

Um den Vorgang der Luftdruckanpassung zu beschleunigen, soll der Druck für diesen Reifen vor dem Aufwärmprozess um $0,3 \text{ bar}$ kleiner sein als der bei den Messfahrten angestrebte Druck. Dadurch erübrigt sich die Druckjustierung vor den jeweiligen Messfahrten.

Sofern eine gleichmäßige Temperierung der Reifen bei gleichem Fülldruck sichergestellt werden kann, sind die fahrdynamischen Messungen unmittelbar darauffolgend zu absolvieren, um eine Abkühlung der Reifen und die damit einhergehende Reduzierung des Fülldruckes zu vermeiden. Wie auch schon beim Aufwärmprozess sind die Fahrmanöver so zu gestalten, dass die Reifen gleichmäßig beansprucht werden.

Um die Einflüsse der Umgebung möglichst gering zu halten, sollen die Messreihen bei annähernd gleichen Bedingungen durchgeführt werden. Dies betrifft selbstverständlich die Oberflächenbeschaffenheit der Fahrbahn (trocken, nass, ...), aber auch die Luft- sowie die Fahrbahntemperatur sollen möglichst keinen Schwankungen unterliegen, da diese wiederum die thermischen Eigenschaften im Latsch beeinflussen. Des Weiteren sollen die Messfahrten bei Windstille erfolgen.

4.2 Quasistationäre Fahrmanöver

Die Ermittlung von Reifeneigenschaften erfolgt zum derzeitigen Stand üblicherweise auf Basis experimenteller Untersuchungen am Reifenprüfstand. Die Datengrundlage zur Modellparametrierung liefert dabei Messungen, welche das stationäre Kraftübertragungsverhalten des Reifens in Umfangs- und Querrichtung erfassen [65]. In Anlehnung an diese stationären Messungen am Prüfstand werden auch die Fahrmanöver der in dieser Arbeit verfolgten Identifikationsmethodik gewählt. Dementsprechend wird zwischen längs- und querdynamischen Messungen unterschieden. Es werden jedoch keine Fahrmanöver durchgeführt, bei denen das kombinierte Reifenkraftübertragungsverhalten (wie Bremsen in der Kurve) angesprochen wird.

Rein stationäre Fahrmanöver können im realen Fahrversuch jedoch aufgrund zweier Aspekte nicht durchgeführt werden: Einerseits verursacht das Verharren in einem bestimmten fahrdynamischen Zustand (z.B. stationäre Kreisfahrt) eine ungleichmäßige Beanspruchung der Reifen, weshalb eine gleichmäßige Temperierung nicht gegeben ist. Andererseits können stationäre Messungen nur bedingt bzw. in Längsrichtung gar nicht durchgeführt werden, da z.B. das Bremsmanöver in der horizontalen Ebene naturgemäß zu einer Verringerung der Fahrgeschwindigkeit führt.

Im Folgenden werden nun jene Fahrmanöver bzw. fahrdynamischen Messungen beschrieben, welche per Definition zwar keinen stationären Zustand des Fahrzeuges bzw.

Reifens ermöglichen, jedoch aufgrund der relativ langsamen Änderung von Schlupf bzw. Schräglaufwinkel bei zusätzlich höheren Fahrgeschwindigkeiten als quasistationäre Manöver zu bezeichnen sind. Die Fahrmanöver können auf unterschiedlichen Fahrbahnen bzw. -zuständen durchgeführt werden. Es ist allerdings sicherzustellen, dass sich, wie erwähnt, die Umgebungs- und Fahrbahnbedingungen während der Messungen nicht ändern.

4.2.1 Längsdynamische Messungen

Längsdynamische Messungen werden durchgeführt, um das Kraftübertragungsverhalten des Reifens in dessen Umfangsrichtung zu ermitteln. Zu den Fahrmanövern zählen das Bremsen und Beschleunigen auf der ebenen, geraden Fahrbahn.

Geradeausbremsen

Beim Geradeausbremsen wird das Fahrzeug vorerst mit konstanter Geschwindigkeit auf der Geraden ohne Lenkeinfluss bewegt. Bei Erreichen einer bestimmten Ausgangsgeschwindigkeit wird die Kupplung betätigt, sodass der Motor vom Rest des Antriebstrangs getrennt ist und das Fahrzeug frei rollt. Anschließend wird durch betätigen des Bremspedals eine Verzögerung des Fahrzeugs bewirkt. Hierbei wird zwischen zwei Verzögerungsvarianten unterschieden. Bei der ersten Variante wird gerade so viel Bremskraft aufgebracht, dass sich die Kraftübertragung des Reifens in dessen linearen Bereich bei $\kappa_B \geq -1,5\%$ befindet. Auf trockenem Asphalt entspricht dies einer Verzögerung von $a_x \geq -4 \frac{m}{s^2}$. Ein professioneller Testfahrer kann diese Verzögerung aufgrund seiner Expertise nach Gefühl einstellen. Für ungeübtere Fahrer empfiehlt sich eine Beschleunigungsanzeige des Fahrzeuges, an welcher sich der Testfahrer orientieren kann. Bei der zweiten Variante ist es das Ziel, den Reifen in dessen nichtlinearen Bereich bei einem Bremsschlupf von $\kappa_B < -1,5\%$ zu betreiben. Die Verzögerung soll dabei langsam und stetig erhöht und Schlupfwerte im Bereich von $\kappa_B \approx -20\%$ erreicht werden. Aufgrund der großen Geschwindigkeitsänderungen vor allem bei höheren Schlupfwerten empfiehlt es sich, diese Variante bei unterschiedlichen Startgeschwindigkeiten durchzuführen. Dadurch kann ein weiter Schlupfbereich bei ähnlichen Geschwindigkeiten rekonstruiert werden.

Geradeausbeschleunigen

Beim Geradeausbeschleunigen ist die Vorgehensweise ähnlich dem Bremsmanöver. Das Fahrzeug wird vorerst mit konstanter Geschwindigkeit auf einer Geraden bewegt. Anschließend wird durch das Betätigen des Gaspedals eine Beschleunigung des Fahrzeugs bewirkt. Auf trockenem Asphalt soll das Fahrzeug für den linearen Bereich der Reifenkraftübertragung mit $a_x \leq 2 \frac{m}{s^2}$ (bei Vorderradantrieb) beschleunigt werden. Dieser Beschleunigungsbereich kann grundsätzlich mit jedem konventionellen Fahrzeug erreicht werden.

Um große Schlupfwerte im nichtlinearen Bereich des Reifens durch eine kontinuierliche Zunahme der Fahrzeugbeschleunigung zu erzielen und somit Schlupfbereiche bei maximaler Kraftübertragung und darüber hinaus zu ermöglichen, ist jedoch ein Versuchsfahrzeug mit ausreichendem Antriebsmoment erforderlich. Eine abrupte Gasannahme bei geringen Geschwindigkeiten und hoher Getriebeübersetzung ist zu vermeiden, da sich dabei der Umfangsschlupf mit der Zeit schnell ändert und sich die Reifenkräfte aufgrund des instationären Verhaltens verzögert aufbauen. Außerdem kann bei einer plötzlichen Gasannahme der Antriebsschlupf kaum kontrolliert werden, was dazu führt, dass wichtige Betriebszustände beim Übergang vom Haft- in den Gleitbereich nur unzureichend erfasst werden.

Unterscheidung zwischen linearer und nichtlinearer Kraft-Schlupfübertragung

Die zentrale Fahrzeuggröße bei den längsdynamischen Messungen ist die Längsbeschleunigung a_x des Fahrzeuges. Mit dieser Zielgröße kann der Fahrer die Reifen in den gewünschten Schlupfbereichen betreiben. Dafür muss jedoch der Zusammenhang zwischen Beschleunigung und Umfangsschlupf bekannt sein. Da dieser Zusammenhang maßgeblich vom Fahrbahnreibwert abhängt, ist eine Voruntersuchung anhand eines Bremsmanövers bis zum Blockieren der Räder erforderlich. Die dabei gemessenen fahrdynamischen Größen Geschwindigkeit v_{xW} und Raddrehzahl ω_y werden verwendet, um den Bremsschlupf nach 2.2 zu berechnen. Somit lässt sich in einer ersten Näherung die gemessene Längsbeschleunigung dem linearen und nichtlinearen Bereich der Kraft-Schlupf-Kurve zuordnen. Diese Information wird genutzt, um die Fahrmanöver den Betriebsbereichen des Reifens entsprechend zu gestalten und unterstützt außerdem den Fahrer beim Einhalten von Beschleunigungsgrenzen speziell für den linearen Bereich der Kraftübertragung.

4.2.2 Querdynamische Messungen

Für die Bestimmung des lateralen Reifenkraftübertragungsverhaltens werden querdynamische Messungen auf der ebenen Fahrbahn durchgeführt. Dafür eignet sich das Fahrmanöver Sinuslenken sowie das Fahren auf einem Handlingkurs.

Sinuslenken

Beim Sinuslenken wird das Fahrzeug auf einem geraden, möglichst breitem Streckenabschnitt mit konstanter Geschwindigkeit bewegt. Nach kurzer Geradeausfahrt wird vom Fahrer ein sinusförmiger Lenkradwinkel aufgebracht, sodass die Querdynamik des Fahrzeuges und des Reifens angeregt wird. Durch eine konstante Fahrgeschwindigkeit soll der längsdynamische Einfluss möglichst ausgeschlossen werden. Dafür eignet sich die Vorgabe einer festen Pedalstellung oder die Verwendung einer Geschwindigkeitsregelanlage (Tempomat).

Die harmonischen Lenkbewegungen können mit einer Anregungsfrequenz von bis zu $0,2\text{ Hz}$ durchgeführt werden, um ein quasistationäres Verhalten sicherzustellen. Das lineare und nichtlineare Kraftübertragungsverhalten des Reifens wird getrennt betrachtet. Dafür wird die Lenkwinkelamplitude stufenweise gesteigert, bis der querdynamische Grenzbereich des Fahrzeugs erreicht ist. Ziel dabei ist es, den Reifen bei geringen, mittleren und hohen Schräglaufwinkeln zu betreiben. Der Testfahrer orientiert sich, wie schon bei den längsdynamischen Manövern, wieder an der Beschleunigung des Fahrzeuges, in diesem Fall jedoch an der Querbeschleunigung. Um das lineare Kraftübertragungsverhalten anzusprechen, ist ein Schräglaufwinkel von $\alpha < 1,5^\circ$ zulässig. Auf trockener Asphaltoberfläche entspricht dies einer Querbeschleunigung von annähernd $a_y = 4 \frac{m}{s^2}$. Die maximale Querkraft wird bei einem Schräglaufwinkel $\alpha \approx 10^\circ$ erreicht. Aufgrund der Sättigungscharakteristik des Querkraftübertragungsverhaltens ist eine Messung über diesen Bereich hinaus theoretisch nicht erforderlich. Praktisch zeigt sich jedoch, dass selbst dieser Schräglaufwinkelbereich quasistationär (im Gegensatz zu einer Prüfstandsmessung) nicht erreicht werden kann, wie in Abschnitt 6.1.4 und 8.4 auch gezeigt wird. Durch die Berücksichtigung von Parameterbeziehungen sowie der ausführlichen Messung bis zum maximal möglichen Schräglaufwinkel lässt sich jedoch der weitere Verlauf der Reifenkraftcharakteristik bestimmen.

Handlingkurs

Neben dem Sinuslenken eignet sich der ebene Handlingkurs für die Erfassung des querdynamischen Zustandes. Dieser besteht üblicherweise aus Bahnkurven mit unterschiedlichen Radien. Um die gewünschte Querbeschleunigung bzw. Schräglaufwinkel zu erzielen, ist die Fahrgeschwindigkeit den jeweiligen Kurvenradien anzupassen. Dafür wird der Kurs vor der eigentlichen Messung befahren und den Kurven, mit Hinblick auf das Querbeschleunigungsniveau, die erforderliche Fahrgeschwindigkeit zugeordnet. Dieses Vorgehen erscheint vorerst als umständlich und nachteilig gegenüber der stationären Kreisfahrt, bietet jedoch den Vorteil, dass die Reifen durch die abwechselnden Links- und Rechtskurven annähernd gleich belastet werden. Somit ergibt sich eine gleichbleibende Reifentemperatur sowie eine gleichmäßige Abnutzung.

Unterscheidung zwischen linearer und nichtlinearer Kraft-Schlupfübertragung

Entsprechend dem Reibwertpotential des Reifen-Fahrbahn-Kontaktes ist das Beschleunigungsniveau für den linearen und nichtlinearen Kraftübertragungsbereich des Reifens zu bestimmen. In Abschnitt 4.2.1 ist bereits der Zusammenhang zwischen Längsbeschleunigung und Umfangsschlupf erläutert. Zur Bestimmung des Beschleunigungsniveaus im linearen Bereich der Querkraftübertragung werden Voruntersuchungen beliebiger Lenkmanöver mithilfe des kinematischen Einspurmodells nach Abbildung 4.7 durchgeführt.

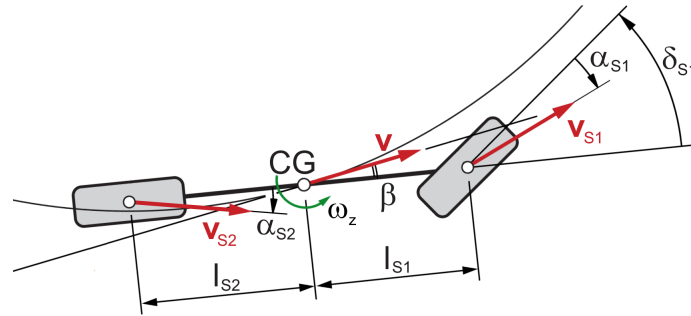


Abbildung 4.7: Kinematisches Einspurmodell zur Bestimmung des Beschleunigungsniveaus bei Kurvenfahrt

Unter Verwendung eines einfachen Einspurmodells mit den Größen: Schwimmwinkel β , Gierrate ω_z , mittlerer Radlenkwinkel der Vorderachse δ_{S1} , Fahrgeschwindigkeit v_x und geometrischer Abstand in Längsrichtung zwischen Fahrzeugschwerpunkt und Vorderachse l_{S1} wird der Schräglaufwinkel der Vorderachse näherungsweise bestimmt.

$$\alpha_{S1} = \beta - \frac{l_{S1}}{v_x} \cdot \omega_z + \delta_{S1} \quad (4.5)$$

Der lineare bzw. nichtlineare Bereich der Querkraftübertragung lässt sich nun durch die Gegenüberstellung dieses Schräglaufwinkels mit der gemessenen Querbeschleunigung a_y ermitteln, wobei Querbeschleunigungen bei einem Schräglaufwinkel von $\alpha_{S1} < 1,5^\circ$ dem linearen Bereich zuzuordnen sind. Anhand dieser Voruntersuchung werden sowohl die Fahrgeschwindigkeit als auch die Lenkwinkelamplitude ermittelt, welche in den jeweiligen Fahrmanövern erforderlich sind, um das lineare und nichtlineare Verhalten des Reifens anzusprechen. Die Zuordnung der Fahrzeugbeschleunigung zu Kraftübertragungsbereiche des Reifens hilft außerdem dem Fahrer bei der Manöverausführung, indem die maximale Querbeschleunigung des linearen Bereiches als Richtwert gegeben ist.

4.2.3 Messungen auf unterschiedlichen Fahrbahnoberflächen

Die im vorherigen Abschnitt erläuterten Fahrmanöver bzw. Grenzwerte für das lineare Kraftübertragungsverhalten beziehen sich grundsätzlich auf trockene Asphaltoberflächen mit hohem Reibwert. Sie können jedoch auch bei beliebiger Fahrbahnbeschaffenheit angewandt werden. Die verwendeten Kriterien der Längs- und Querbeschleunigung entsprechen dabei ebenso jenen auf trockenem Asphalt, wenngleich sich deren Größenordnungen aufgrund des fahrbahnbedingten Reibwertpotentials unterscheiden.

Schnee und Eis

Die Fahrbahnbeschaffenheit bestimmt den Reibwert zwischen Reifen und Fahrbahn und beeinflusst daher wesentlich das gesamte Fahrverhalten. Um die Fahrzeugcharakteristik zu

untersuchen, werden fahrdynamische Messungen bei unterschiedlichen Reibwerten durchgeführt. Dafür eignen sich unter anderem Teststrecken auf zugefrorenen Seen wie sie z.B. in Schweden vorzufinden sind. Durch unterschiedlich präparierte Schnee- oder Eisflächen sind hier Niedrigreibwerte im Bereich $0,2 \leq \mu \leq 0,4$ möglich [49]. Im Falle von poliertem Eis kann sogar ein Reibwert von $\mu = 0,1$ und darunter hergestellt werden [21].

Nasse Fahrbahnen

Auf nassen Fahrbahnen wird das Übertragungsverhalten des Reifens maßgeblich vom viskosen Kraftanteil durch die hydrodynamische Reibung beeinflusst. Diese tritt auf, wenn Profilelemente des Reifens den Wasserfilm nicht durchdringen. Neben der Fahrbahnrauheit sind daher die Geschwindigkeit bzw. die Gleitgeschwindigkeit des Reifens und die Wasserfilmhöhe wesentliche Faktoren, die den Reibwert des Reifen-Fahrbahn-Kontaktes bestimmen. Manche Testgelände, wie beispielsweise das Contidrom¹, verfügen über Bewässerungsanlagen, womit einzelne Versuchsbahnen mit definierten Wassermengen beaufschlagt werden können. Damit kann eine bestimmte und gleichmäßige Wasserfilmhöhe ($2 - 5 \text{ mm}$) hergestellt werden, um konstante Testbedingungen für die Bewertung des fahrdynamischen Verhaltens zu schaffen. Sofern der Wasserfilm, wie im Fall des vollständigen Aquaplanings, nicht die komplette Reifenaufstandsfläche unterwandert, ergibt sich ein Reibwert von $\mu \geq 0,5$.

Unbefestigte Fahrbahnen

Auf unbefestigten Fahrbahnen² wie Lehm, Kies oder Sand beeinflusst die Struktursteifigkeit des Fahrbahnmaterials maßgeblich den Reibwert. Dabei ergeben sich bei Reibwerten von $\mu \geq 0,3$ ähnliche fahrdynamische Eigenschaften wie auf Schneefahrbahnen. Speziell Schotterfahrbahnen werden jedoch üblicherweise für Fahrkomfortuntersuchungen und nicht für fahrdynamische Untersuchungen herangezogen. Da schmale Fahrbahnen für Komfortbewertungen ausreichend sind, können die zuvor beschriebenen Fahrmanöver aufgrund fehlender Fahrbahnbreite (für Sinuslenken) sowie unzureichender Kurvengestaltung (für Handling) nur eingeschränkt durchgeführt werden.

¹Das Contidrom ist ein modernes Testgelände der Continental AG und befindet sich 35 km nördlich von Hannover.

²Unter unbefestigte Fahrbahnen werden sämtliche Fahrbahnen verstanden, auf denen keine Asphalt- oder Betondecke oder Pflasterung aufgebracht ist.

Kapitel 5

Modellierung des fahrdynamischen Verhaltens

Das vorherige Kapitel beschreibt die Zustandserfassung aus fahrdynamischen Messungen am Gesamtfahrzeug, wodurch das SOLL-Verhalten des Fahrzeuges mit der jeweiligen Bereifung auf spezifischen Fahrbahnen ermittelt wird. Für den Identifikationsprozess ist entscheidend, dass dieses SOLL-Verhalten anhand einer entsprechenden Fahrdynamiksimulation bestmöglich nachgestellt werden kann. Eine präzise Abbildung des Fahrverhaltens ist hierfür zwingend erforderlich, weshalb sich dieses Kapitel der Modellierung des Fahrzeuges sowie dessen Parametrierung widmet.

5.1 Systemdynamisches Fahrzeugmodell

Zur Simulation des fahrdynamischen Verhaltens dient ein systemdynamisches Fahrzeugmodell, welches im Zuge dieser Arbeit in der blockschaltbildorientierten Simulationsplattform MATLAB/Simulink [72] entwickelt wurde. Die Eigenentwicklung des nichtlinearen Zweispurmodells ist mit der vollkommenen Unabhängigkeit hinsichtlich der Detaillierungstiefe begründet. Bei kommerziell verfügbaren Fahrzeugmodellen ist dies oft nicht gegeben. Zudem sind kommerzielle Modelle von deren Herstellern durch eine funktionale Implementierung der Modellfunktionen geschützt. Dadurch sind Details der Modellierung nicht sichtbar, was jedoch für eine umfassende Analyse des Zusammenhanges zwischen den wirkenden Reifenkontaktkräften und den resultierenden dynamischen Bewegungen des Fahrzeugaufbaues und somit für die Methodik dieser Arbeit unumgänglich ist.

Das entwickelte Fahrzeugmodell ist in die fünf Teilsysteme: Fahrzeugbewegung, Antriebstrang mit Bremssystem, Lenkung, Radaufhängung und Räder gegliedert. In diesem Abschnitt erfolgt die ausführliche Beschreibung der Teilsysteme. Das Fahrbahn-Reifenkontaktmodell ist zwar an das Radmodell gebunden, wird jedoch aufgrund seiner Wichtigkeit in Abschnitt 7.1 separat behandelt.

Die Modellbildung sowohl linearer als auch nichtlinearer Teilsysteme des Fahrzeugs erfolgt ausschließlich auf Basis physikalischer Gesetzmäßigkeiten aus dem Bereich der Fahrzeugdynamik [1, 66, 81]. Die Ableitung und die Darstellung der Bewegungsgleichungen der einzelnen Komponenten erfolgt gemäß den Prinzipien von Newton und Euler [26, 55, 62]. Zur Verknüpfung zum Gesamtmodell werden an den Schnittstellen zwischen den Teilmodellen Bilanzgleichungen aufgestellt, in welche die an der Schnittstelle ausgetauschten Energieströme nach dem Ursache-Wirkung-Prinzip eingehen und dadurch physikalischen Charakter besitzen. So wirken z.B. Kräfte und Momente vom Fahrwerk auf den Aufbau, welcher entsprechende translatorische und rotatorische Bewegungen ausführt. Diese Bewegungen des Aufbaus verursachen Kräfte, die schlussendlich wieder auf das Fahrwerk wirken.

Die Eingangsgrößen des Fahrzeugmodells sind die vom Fahrer vorgegebenen Stellgrößen wie Gaspedalstellung bzw. Motormoment, Bremspedalstellung bzw. Bremsdrücke, Lenkwinkel und aktiver Getriebegang. Zudem werden die aus der Umgebung auf das Fahrzeug wirkenden Größen wie Kraftschlussbeiwert, Fahrbahnneigung und -steigung sowie Gegenwind als weitere Eingangsgrößen des Fahrzeugmodells bestimmt.

Erste Simulationsergebnisse zeigten aufgrund einer geringen Detaillierungstiefe nicht vernachlässigbare Abweichungen der dynamischen Fahrzustände. Diese Abweichungen betrafen das Nick- und Wankverhalten des Aufbaus, den Geschwindigkeits- und den daraus resultierenden Schwimmwinkelverlauf, die Querkraftabhängigkeit des Radeinschlagwinkels sowie das Ausrollverhalten des Fahrzeugs. Um diese Unzulänglichkeiten zu beheben, wird in der folgend beschriebenen Fahrzeugmodellierung zum einen die Elastokinematik der Radaufhängungen berücksichtigt, zum anderen werden die Modelleigenschaften mit Bezug auf Spur-, Sturz-, Nick- und Wankverhalten sowie Antriebsverluste detailliert. Durch diese Modellerweiterungen kann das Fahrverhalten in quasistationären Fahrmanövern ausreichend nahe an das reale Fahrverhalten herangeführt werden.

5.1.1 Translatorische und rotatorische Fahrzeugbewegung

Der Fahrzeugaufbau (gefederter Teil des Gesamtfahrzeugs) ist über die Lenker der Radaufhängung mit den Rädern verbunden. Die Newton-Euler'schen Gleichungen sind die Basis der Aufbaumodellierung. Sie beschreiben die Bewegungen des Körpers im dreidimensionalen Raum entsprechend seiner sechs Freiheitsgrade (drei Translationen und drei Rotationen). Die Fahrzeugbewegung ist durch den 6x1-Vektor der verallgemeinerten Geschwindigkeit im körperfesten System beschrieben:

$$\mathbf{z}_B(t) = [\mathbf{v}_B \mid \boldsymbol{\omega}_B]^T = [v_{xB} \ v_{yB} \ v_{zB} \mid \omega_{xB} \ \omega_{yB} \ \omega_{zB}]^T \quad (5.1)$$

Als grafische Unterstützung sind in Abbildung 5.1 die bei ebener Bewegung auf den Auf-

bau wirkenden Kräfte und Momente dargestellt. Hierbei ist festzuhalten, dass die Kräfte und Momente der einzelnen Räder in einem Referenzpunkt der jeweiligen Achse zusammengeführt werden. Dieser Referenzpunkt liegt per Definition in der Mitte der Verbindungslinie der Radmittelpunkte der Vorder- bzw. Hinterachse. Somit werden dem Aufbau die resultierenden Kräfte und Momente über einen zentralen Schnittpunkt pro Achse übergeben.

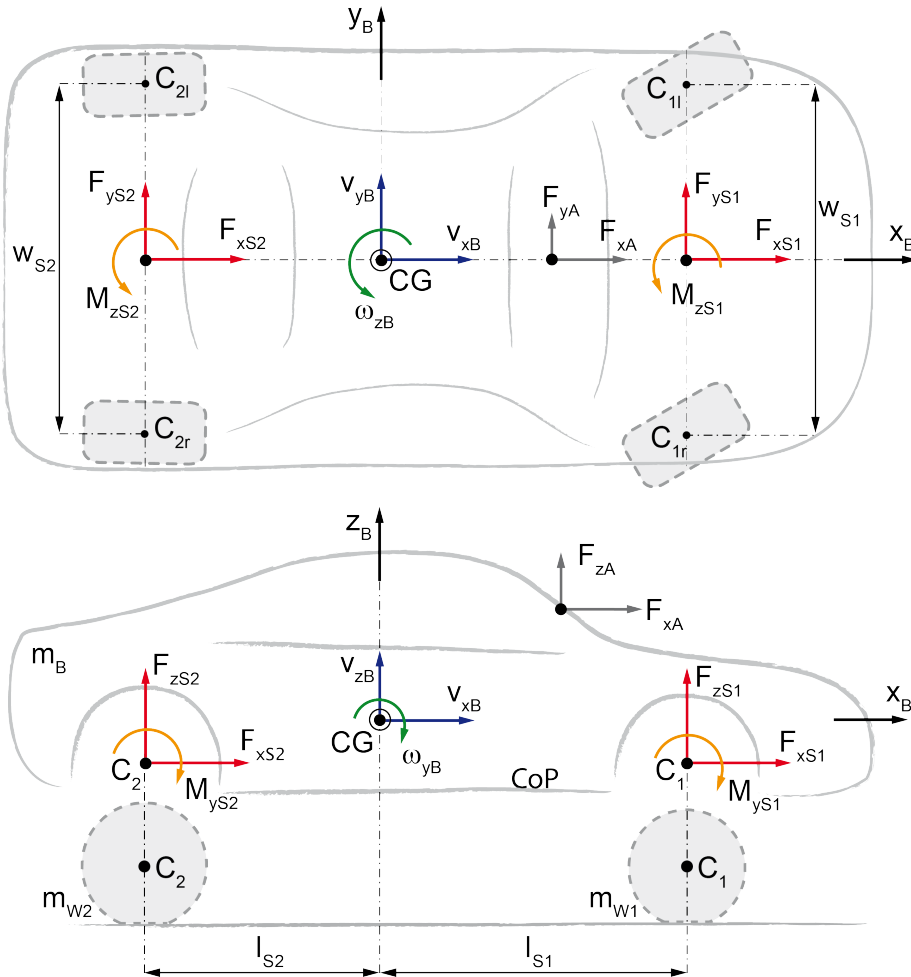


Abbildung 5.1: Kräfte und Momente des Fahrzeugaufbaus in der xy -Ebene (Draufsicht) und xz -Ebene (Seitenansicht)

Die Räder sind relativ zum Aufbau vertikal beweglich, jedoch in Längs- und Querrichtung dazu fest gekoppelt. Damit ergeben sich die dynamisch wirksamen Massen des Aufbaus zu

$$m_{xB} = m_{yB} = m_B + \sum_{jk} m_{Wjk} = m_V \quad (5.2)$$

und

$$m_{zB} = m_B. \quad (5.3)$$

Entsprechend erhält man für seinen Trägheitstensor (unter Vernachlässigung der Deviationsmomente)

$$\mathbf{J}_B = \begin{bmatrix} J_{xB} & 0 & 0 \\ 0 & J_{yB} & 0 \\ 0 & 0 & J'_{zB} \end{bmatrix}, \quad (5.4)$$

mit

$$J'_{zB} = J_{zB} + \sum_{jk} m_{Wjk} \cdot r_{jk}^2, \quad (5.5)$$

wobei r_{jk} den Abstand des jeweiligen Rades zum Schwerpunkt CG bezeichnet.

Die Längs-, Quer- und Vertikaldynamik des Fahrzeuges sind direkt miteinander gekoppelt. Diese zusammenhängenden, translatorischen Bewegungen des Fahrzeugaufbaus im dreidimensionalen Raum werden mittels des Impulssatzes nach Newton im körperfesten Koordinatensystem von B beschrieben:

$$m_{iB} \cdot \left(\frac{d\mathbf{v}_B}{dt} + \boldsymbol{\omega}_B \times \mathbf{v}_B \right) = \mathbf{F}_B \quad (5.6)$$

Die eingprägten Kräfte in Richtung der drei Koordinatenachsen sind im Vektor \mathbf{F}_B enthalten. Der Vektor \mathbf{v} beinhaltet die drei Geschwindigkeiten entlang der Koordinatenachsen und der Vektor $\boldsymbol{\omega}$ die Drehungen des Aufbaus um dessen Hauptachsen. Unter der Annahme, dass der Fahrzeugaufbau einen starren Körper darstellt, ergibt sich für die Bewegung des Fahrzeuges in dessen Schwerpunkt CG :

$$\begin{pmatrix} F_{xB} \\ F_{yB} \\ F_{zB} \end{pmatrix} = \begin{bmatrix} m_V & 0 & 0 \\ 0 & m_V & 0 \\ 0 & 0 & m_B \end{bmatrix} \cdot \left[\begin{pmatrix} \dot{v}_{xB} \\ \dot{v}_{yB} \\ \dot{v}_{zB} \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} \omega_{xB} \\ \omega_{yB} \\ \omega_{zB} \end{pmatrix} \times \begin{pmatrix} v_{xB} \\ v_{yB} \\ v_{zB} \end{pmatrix} \right] \quad (5.7)$$

Die Kräfte F_{xB} und F_{yB} beschreiben die auf den Fahrzeugschwerpunkt wirkenden Kräfte in der horizontalen Ebene und resultieren aus den in Abbildung 5.1 dargestellten Achskräften F_{iSj} mit $i = x, y$ und $j = 1, 2$ sowie den Luftkräften F_{iA} . Für die Horizontalbewegung des Fahrzeuges wird dessen Gesamtmasse m_V herangezogen. In vertikaler Richtung wird mit F_{zB} hingegen nur der gefederte Teil des Fahrzeuges und somit die Masse m_B des Fahrzeuges ohne die Massen der Räder und der anteiligen, ungefederten Fahrwerkskomponenten betrachtet.

Aus 5.7 ergibt sich die **Bewegungsgleichung für die Fahrzeuglängsrichtung**:

$$m_V \cdot \dot{v}_{xB} = m_V \cdot (-\omega_{yB} \cdot v_{zB} + \omega_{zB} \cdot v_{yB}) + \sum_j F_{xSj} + F_{xA} \quad (5.8)$$

In Fahrzeuglängsrichtung wirken neben den longitudinalen Achskräfte F_{xSj} außerdem die **Luftkraft**

$$F_{xA} = c_{xW} \cdot A_x \cdot \frac{\rho_A}{2} \cdot v_{xB}^2 \quad (5.9)$$

mit c_{xW} als Luftwiderstandsbeiwert, A_x als frontale Anströmfläche des Fahrzeuges, ρ_A als Luftdichte und v_{xB} als Fahrzeuglängsgeschwindigkeit. Die Geschwindigkeit des natürlichen Windes bleibt an dieser Stelle unberücksichtigt, da die in Abschnitt 4.2 beschriebenen Fahrmanöver bei Windstille durchgeführt werden. Der Steigungswiderstand kann unberücksichtigt bleiben, da fahrdynamische Messungen ohnehin auf ebenen Fahrbahnen durchzuführen sind.

Die Newton'sche **Bewegungsgleichung für die Fahrzeugquerrichtung** lautet:

$$m_V \cdot \dot{v}_{yB} = m_V \cdot (-\omega_{zB} \cdot v_{xB} + \omega_{xB} \cdot v_{zB}) + \sum_j F_{ySj} + F_{yA} \quad (5.10)$$

Die in Querrichtung des Fahrzeuges wirkende Luftkraft F_{yA} ergibt sich analog zu 5.9 und lautet:

$$F_{yA} = c_{yW} \cdot A_y \cdot \frac{\rho_A}{2} \cdot v_{yB}^2 \quad (5.11)$$

Die Kraft F_{zB} in 5.7 beschreibt die auf den Fahrzeugschwerpunkt wirkende Kraft in Richtung Fahrzeughochachse und resultiert aus den in Abbildung 5.1 dargestellten Achskräften F_{zSj} mit $j = 1, 2$ für die Vorder- und Hinterachse sowie der Luftkraft F_{zA} . In vertikaler Richtung wird nur die Bewegung des gefederten Fahrzeuges, also des Aufbaus und der gefederten Anteile der Radaufhängung (entspricht in etwa einem Drittel der Gesamtmasse der Radaufhängung) betrachtet, weshalb diese Bewegung der Aufbaudynamik (Abschnitt 5.1.2) zugeordnet wird. Die **Bewegung des Fahrzeuges normal zur Fahrbahn** lautet:

$$m_B \cdot \dot{v}_{zB} = m_B \cdot (-\omega_{xB} \cdot v_{yB} + \omega_{yB} \cdot v_{xB}) + \sum_j F_{zSj} + F_{zA} \quad (5.12)$$

Diese Hubbewegung der Fahrzeugkarosserie ergibt sich aus der Überlagerung statischer und dynamischer Kräfte, welche am Fahrzeugaufbau angreifen [26]. Als Folge der Schwerkraft resultiert der statische Anteil aus der statischen Einfederung des Aufbaus. Der dynamische Anteil hingegen beinhaltet die resultierenden Reaktionskräfte der Radaufhängung (Erläuterung in Abschnitt 5.1.5) und die Auftriebskräfte infolge der das Fahrzeug umströmenden Luft. Entgegen der Bewegungsgleichungen in Längs- und Querrichtung existiert in Richtung der Fahrzeughochachse für die Vorder- und Hinterachse eine eigene Luftkraft. Deren Berechnung erfolgt jedoch analog zu den Luftwiderstandskräften nach 5.9 und 5.11 in Längs- und Querrichtung. Allerdings gibt es für jede Achse einen eigenen Auftriebsfaktor c_{zWj} mit $j = 1, 2$. Daher kann die in vertikaler Richtung wirkende Luftkraft wie folgt

berechnet werden:

$$F_{zA} = (c_{zW1} + c_{zW2}) \cdot A_x \cdot \frac{\rho A}{2} \cdot v_{xB}^2 \quad (5.13)$$

Zur Darstellung der Rotation eines starren Körpers eignen sich die Euler'schen Kreisgleichungen. Sie besagen, dass die Dralländerung eines starren Körpers aus der Summe der an ihm angreifenden Momente resultiert.

$$\mathbf{J} \cdot \dot{\boldsymbol{\omega}} + \boldsymbol{\omega} \times \mathbf{J} \cdot \boldsymbol{\omega} = \mathbf{M} \quad (5.14)$$

Es wird ein körperfestes Koordinatensystem gewählt, dessen Achsen mit den Hauptträgheitsachsen des Fahrzeugaufbaus zusammenfallen. Dadurch gibt es keine Deviationsmomente und die Euler'schen Kreisgleichungen können für die Beschreibung vom Nick- und Wankverhalten des Aufbaus und vom Gierverhalten des Gesamtfahrzeuges wie folgt formuliert werden:

$$\begin{bmatrix} J_{xB} & 0 & 0 \\ 0 & J_{yB} & 0 \\ 0 & 0 & J'_{zB} \end{bmatrix} \cdot \begin{pmatrix} \dot{\omega}_{xB} \\ \dot{\omega}_{yB} \\ \dot{\omega}_{zB} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \omega_{yB} \cdot \omega_{zB} \cdot (J_{yB} - J_{zB}) \\ \omega_{zB} \cdot \omega_{xB} \cdot (J_{zB} - J_{xB}) \\ \omega_{xB} \cdot \omega_{yB} \cdot (J_{xB} - J_{yB}) \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} M_{xB} \\ M_{yB} \\ M_{zB} \end{pmatrix} \quad (5.15)$$

Die Größen J_{xB} , J_{yB} sind Massenträgheitsmomente um die Längs- und Querachse des Fahrzeugaufbaus, M_{xB} und M_{yB} sind die resultierenden Momente um die horizontal ausgerichteten Achsen. Damit lassen sich zwei rotatorische Freiheitsgrade der Karosserie (gefederter Anteil des Gesamtfahrzeuges), die über Fahrwerksfedern, Schwingungsdämpfer und Rollstabilisatoren mit den Rädern verbunden ist, beschreiben. Der dritte rotatorische Freiheitsgrad, nämlich der um die Hochachse, ist nicht auf den Fahrzeugaufbau beschränkt, sondern inkludiert das Gesamtfahrzeug, da die Karosserie parallel zur Fahrbahnebene über die Lenker der Radaufhängung starr mit den Rädern verbunden ist. Die Zusammensetzung des entsprechenden Trägheitsmoments J'_{zB} um die Hochachse ist in Gleichung 5.5 ersichtlich.

Aus 5.15 lassen sich die einzelnen Bewegungsgleichungen der Rotationen ableiten. Mit den Massenträgheitsmomenten um die Längs- und Querachse werden die rotatorischen Freiheitsgrade des Fahrzeuges beschrieben. Somit ergibt sich die **Bewegungsgleichung um die Fahrzeuglängsachse** (Wanken)

$$J_{xB} \cdot \dot{\omega}_{xB} = \omega_{yB} \cdot \omega_{zB} \cdot (J_{yB} - J_{zB}) + M_{xB} \quad (5.16)$$

und die **Bewegungsgleichung um die Fahrzeugquerachse** (Nicken)

$$J_{yB} \cdot \dot{\omega}_{yB} = \omega_{zB} \cdot \omega_{xB} \cdot (J_{zB} - J_{xB}) + M_{yB}. \quad (5.17)$$

Mit dem Massenträgheitsmoment J'_{zB} (vgl. Gleichung 5.15) wird der rotatorische Freiheitsgrad der Horizontaldynamik des Gesamtfahrzeuges beschrieben. Für die **Bewegungs-**

gleichung um die Fahrzeughochachse (Gieren) ergibt sich somit:

$$J'_{zB} \cdot \dot{\omega}_{zB} = \omega_{xB} \cdot \omega_{yB} \cdot (J_{xB} - J_{yB}) + M_{zB} \quad (5.18)$$

Für die Momentenbilanz um die Fahrzeughochachse gilt:

$$\begin{aligned} M_{zB} = & (F_{xS1r} - F_{xS1l}) \cdot \frac{w_{S1}}{2} + (F_{yS1r} + F_{yS1l}) \cdot l_{S1} + \\ & (F_{xS2r} - F_{xS2l}) \cdot \frac{w_{S2}}{2} - (F_{yS2r} + F_{yS2l}) \cdot l_{S2} \end{aligned} \quad (5.19)$$

Die Parameter w_{S1} , w_{S2} sowie l_{S1} und l_{S2} entsprechen der Spurweite der Vorder- und Hinterachse sowie dem Abstand der Achsen zum Fahrzeugschwerpunkt, siehe Abbildung 5.1.

5.1.2 Aufbaudynamik

Die Bewegungen des Fahrzeugaufbaus ergeben sich aus einer Kombination von Verschiebungen und Drehungen. Dabei dreht sich der Aufbau um seine Wank- und Nickachse. Wenn bei einer Kurvenfahrt Seitenkräfte (Zentrifugalkräfte) auf den Schwerpunkt wirken, verursacht dies eine Drehbewegung des Aufbaus um die Wankachse. Die bei einer Beschleunigung oder Verzögerung auf den Schwerpunkt des Fahrzeuges wirkenden Längskräfte bewirken die Drehbewegung des Aufbaus um die Nickachse. Die Lage der Wank- und Nickachse ist für die Abstützung über das Fahrwerk der auf den Aufbau wirkenden Trägheitskräfte maßgebend. Bei der längsdynamischen Betrachtung ist zusätzlich die Art der Krafteinleitung zu berücksichtigen, welche sich in Antriebs- und Bremskraft unterteilt. In der Literatur [27, 55] unterscheidet man hierbei zwischen Bremsnickausgleich und Anfahrnickausgleich. Die Position der Wank- und Nickachse sowie deren Ausrichtung ergeben sich aus konstruktiven Größen der Radachsen und sind zudem vom Fahrzustand abhängig.

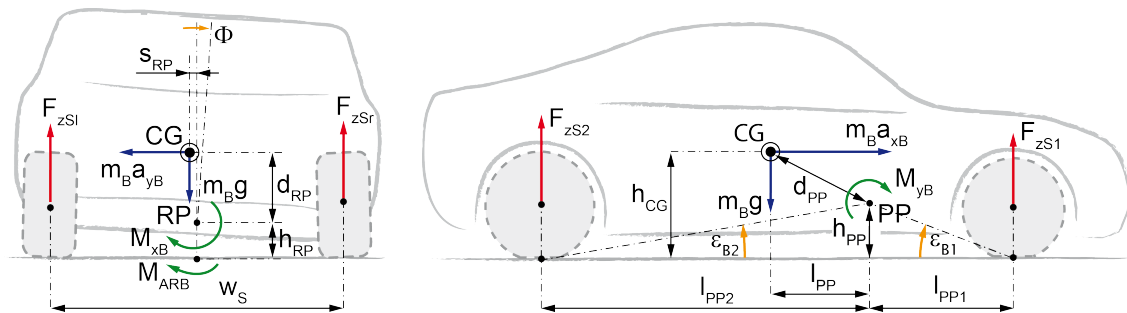


Abbildung 5.2: Lage der Momentanachsen bzw. -pole der Wank- und Nickbewegung des Fahrzeugaufbaus

Mit der Berücksichtigung der beiden Momentanachsen für Wanken und Nicken im Fahrzeugmodell kann die tatsächliche Aufbaudynamik simuliert werden. Damit werden auch die Radlaständerungen sowie deren Einfluss auf die Radkräfte abgebildet. Für die Simulation

der Fahrzeugbewegung ist das Freischneiden des Aufbaues von den Radachsen erforderlich. Die durch den Freischnitt auf den Aufbau wirkenden Kräfte und Momente sind in Abbildung 5.2 dargestellt. Anstelle Wank- und Nickachse sind die resultierenden, momentanen Drehpunkte des Aufbaus abgebildet. Die Rotation des Aufbaus aufgrund längsdynamischer Einflüsse erfolgt um die Nickachse, welche in der rechten Grafik als Nickpol (mit PP für Pitch Pole) repräsentiert wird. Bei querdynamischer Fahrzeugbewegung rotiert der Aufbau um die Wankachse, welche sich aus der Verbindung der Momentanpole der Vorder- und Hinterachse ergibt (siehe hierzu Abbildung 5.18). In der linken Grafik von Abbildung 5.2 wird auf die Darstellung der Wankachse jedoch verzichtet und anstelle dessen der resultierende Wankpol (mit RP für Roll Pole) dargestellt. Dieser befindet sich auf der Wankachse vertikal unter dem Schwerpunkt CG .

Ausgehend von den Momentanachsen ergibt sich die Momentenbilanz um den Wankpol

$$M_{xB} = F_{zS1l} \cdot \left(\frac{w_{S1}}{2} + s_{RP} \right) - F_{zS1r} \cdot \left(\frac{w_{S1}}{2} - s_{RP} \right) + F_{zS2l} \cdot \left(\frac{w_{S2}}{2} + s_{RP} \right) - F_{zS2r} \cdot \left(\frac{w_{S2}}{2} - s_{RP} \right) + m_B \cdot (h_{CG} - h_{RP}) \cdot a_y - m_B \cdot g \cdot s_{RP} - M_{ARB} \quad (5.20)$$

sowie die Momentenbilanz um den Nickpol

$$M_{yB} = (F_{zS2l} + F_{zS2r}) \cdot l_{PP2} - (F_{zS1l} + F_{zS1r}) \cdot l_{PP1} + m_B \cdot (h_{CG} - h_{PP}) \cdot a_x + m_B \cdot g \cdot l_{PP} \quad (5.21)$$

Wie auch der Abbildung 5.2 zu entnehmen ist, entspricht die Größe s_{RP} der Distanz zwischen der geometrischen Fahrzeuglängsachse bzw. Wankachse und dem Aufbauswerpunkt in Querrichtung. Die Parameter h_{CG} , h_{RP} und h_{PP} entsprechen der Schwerpunkt-, Wankpol- und Nickpolhöhe mit Bezug auf die Fahrbahnebene. Die Abstände des Nickpols zum vorderen und hinteren Radaufstandspunkt sowie zum Schwerpunkt entlang der Fahrzeuglängsachse sind mit den Größen l_{PP1} , l_{PP2} und l_{PP} gegeben.

Bei der Nickbewegung muss zusätzlich noch unterschieden werden, ob Antriebskräfte oder Bremskräfte auf die Radführung wirken. Bei außenliegenden Bremsen wirken die Bremskräfte auf Fahrbahnhöhe und somit im Radaufstandspunkt. Die Bremsabstützung hängt hier alleine von der Achskinematik ab und wird über den Bremsabstützwinkel ε_{B1} bzw. ε_{B2} definiert. Dieser Winkel beschreibt die Neigung des Polstrahles vom Radaufstandspunkt zum Nickpol. Die Antriebskräfte wirken hingegen über die Gelenkwellen in der Radmitte. Hier spricht man von dem Antriebsabstützwinkel ε_{A1} bzw. ε_{A2} , welche die Neigung des Polstrahles vom Radmittelpunkt zum Nickpol beschreibt [25, 27].

Durch die Berücksichtigung des tatsächlichen Wank- und Nickverhaltens ergibt sich eine genauere Radeinfederung bei dynamischen Manövern. Das Modell liefert damit exakte Radlasten, die wesentliche Größen des Reifenidentifikationsprozesses darstellen und somit einen markanten Einfluss auf die Qualität der Identifikationsergebnisse haben.

5.1.3 Antriebsstrang

Zur Bestimmung der am Fahrzeug bzw. in Umfangsrichtung des Reifens wirkenden Längskräfte wird ein physikalisches Modell des Antriebs- sowie des Bremssystems aufgestellt. Das Modell entspricht dem verwendeten Versuchsfahrzeug mit Vorderradantrieb und manuellem Schaltgetriebe. Da mit dem Fahrzeugmodell die Manöver des Realfahrzeuges simuliert werden, sind die messbaren Größen Gaspedalstellung bzw. Motormoment, Kupplungsposition und Bremsdruck die Stellgrößen des Antriebs- und Bremsmodells. Die Ausgangsgrößen des Antriebsstragmodells sind die an den Rädern wirkenden Antriebs- bzw. Bremsmomente.

Antriebssystem

Das Antriebssystem hat die Aufgabe, den durch Betätigung des Gaspedals ausgedrückten Wunsch des Fahrers nach einer Beschleunigung des Fahrzeugs in die an den angetriebenen Rädern des Fahrzeugs angreifen Antriebsmomente umzusetzen. Die dafür erforderlichen Komponenten sind Drosselklappe, Motor, Kupplung, Schaltgetriebe und Achsdifferential. Die Modellstruktur des Antriebssystems und die entsprechenden Modellgrößen sind in Abbildung 5.3 dargestellt.

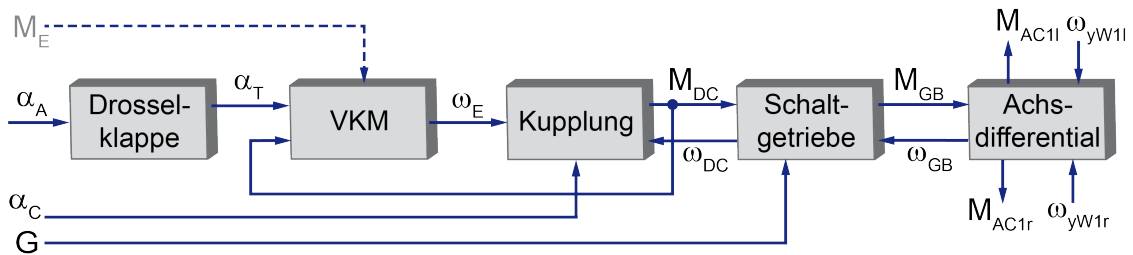


Abbildung 5.3: Schematische Darstellung des Antriebssystemmodells mit Otto-Motor

Drosselklappe: Fahrzeuge mit Otto-Motoren sind häufig mit elektrischen Drosselklappenstellern ausgerüstet. Diese setzen die vom Fahrer vorgegebene Gaspedalstellung in einen proportionalen Öffnungswinkel der Drosselklappe um. Die modellhafte Darstellung des Zusammenhanges zwischen Gaspedalstellung α_A und Drosselklappenstellung α_T kann grundsätzlich mit einem PT1-Verhalten beschrieben werden. Für die in dieser Arbeit relevante Modellierungstiefe wird der Öffnungswinkel der Drosselklappe jedoch direkt vom Fahrer vorgegeben und ist somit die Eingangsgröße des Antriebssystems. Das dynamische Verhalten von Drosselklappe und Ansaugrohr wird im Modul VKM (Verbrennungskraftmaschine) in Form eines PT1-Gliedes modelliert.

VKM: Der Verbrennungsmotor liefert das Antriebsmoment, welches sich aus den Größen Drosselklappenöffnungswinkel α_T und Motordrehzahl ω_E ergibt. Der nichtlineare Zusammenhang dieser beiden Größen wird üblicherweise mit dem Motorkennfeld beschrieben.

Daraus ergibt sich für das Motormoment:

$$M_E = f(\alpha_T, \omega_E) \quad (5.22)$$

Mit Berücksichtigung des Motorträgheitsmoments J_E und dem über die Kupplung übertragenen Drehmoment M_{DC} ergibt sich die Differentialgleichung für den Verbrennungsmotor:

$$J_E \cdot \dot{\omega}_E = M_E - M_{DC} \quad (5.23)$$

Für die Modellierung der Kupplung wird jedoch die Winkelgeschwindigkeit der Kurbelwelle, also der Motordrehzahl ω_E und nicht das vom Motor abgegebene Drehmoment an der Kurbelwelle, benötigt. Durch Integration von 5.23 erhält man die Motordrehzahl:

$$\omega_E = \int \frac{M_E - M_{DC}}{J_E} \quad (5.24)$$

Kupplung: Die Kupplung besteht im Wesentlichen aus einer oder mehreren Scheiben, die im geschlossenen Zustand aneinandergespreßt werden und somit das Motormoment übertragen. Bei Betätigung des Kupplungspedals öffnet die Kupplung, wodurch die Scheiben keinen direkten Kontakt mehr miteinander haben und sich somit unabhängig voneinander drehen können. Eine detaillierte Modellierung des Öffnungs- und Schließprozesses würde die Berücksichtigung einer nichtlinearen Momentübertragung in Abhängigkeit der Kupplungspedalstellung erfordern. Zeitbereiche, in denen Schaltvorgänge und somit Kupplungsbetätigungen stattfinden, werden jedoch nicht zur Identifikation der Reifeneigenschaften herangezogen. Die Testfahrten erfolgen daher im ein- oder ausgekuppelten Zustand. Daher kann ein vereinfachter Ansatz zur Modellierung der Kupplung verwendet werden:

Das Kupplungsmoment M_{DC} wird aus der Relativbewegung der Kupplungsscheiben gebildet. Entsprechend der geforderten Drehzahl am Kupplungsausgang ω_{DC} und der bereitgestellten Drehzahl am Kupplungseingang ω_E stellt sich ein Moment ein, welches bei vollkommen geschlossener Kupplung dem Antriebsmoment des Motors entspricht.

$$M_{DC} = J_{inDC} \cdot \dot{\omega}_E \cdot (1 - \alpha_{DC}) - J_{outDC} \cdot \dot{\omega}_{DC} \quad (5.25)$$

Die Massenträgheiten am Kupplungseingang und -ausgang werden mit den rotatorischen Trägheitsmomenten J_{inDC} und J_{outDC} parametrisiert. Der Parameter α_{DC} beschreibt die Kupplungspedalstellung. Keine Kupplungsbetätigung bedeutet $\alpha_{DC} = 0$, bei vollständig geöffneter Kupplung ist $\alpha_{DC} = 1$.

Die Drehzahl ω_{DC} am Kupplungsausgang errechnet sich aus der Getriebeausgangsdrehzahl ω_{GB} und der jeweils aktiven Getriebeübersetzung i_{GB} :

$$\omega_{DC} = i_{GB} \cdot \omega_{GB} \quad (5.26)$$

Schaltgetriebe: Das Schaltgetriebe wird als einfaches Proportionalglied mit einem vom eingelegten Getriebegang abhängigen Übersetzungsverhältnis i_{GB} modelliert. Die am Getriebeeingang und -ausgang anliegenden rotierenden Massen werden zu einem Trägheitsmoment J_{GB} zusammengefasst. Die allgemeine Gleichung für das Schaltgetriebe lautet:

$$J_{GB} \cdot \dot{\omega}_{GB} = M_{DC} \cdot i_{GB} - M_{GB} \quad (5.27)$$

Ausgehend von 5.27 und mit Berücksichtigung der konstanten und viskosen Reibungsverluste kann das zum Achsdifferential übertragene Drehmoment berechnet werden:

$$M_{GB} = M_{DC} \cdot i_{GB} - J_{GB} \cdot \dot{\omega}_{GB} - M_{fric} - d_{visc} \cdot \omega_{GB} \quad (5.28)$$

Konstante Reibungsverluste des Antriebssystems sind mit dem konstanten Reibungsanteil M_{fric} berücksichtigt. Drehgeschwindigkeitsabhängige Verluste, welche durch die viskose Reibung im Antriebssystem entstehen, werden mit d_{visc} berücksichtigt [77].

Die Drehzahl am Getriebeausgang errechnet sich aus der Drehzahl am Eingang des Achsdifferentials ω_{AD} und der konstanten Getriebeübersetzung des Achsdifferentials i_{AD} mit

$$\omega_{GB} = i_{AD} \cdot \omega_{AD}. \quad (5.29)$$

Achsdifferential: Das Getriebeausgangsmoment M_{GB} wird zum Achsdifferential übertragen. Dieses hat die Aufgabe, das Moment mit entsprechender Übersetzung des Achsdifferentials i_{AD} zu verteilen. Die Aufteilung des Antriebsmomentes erfolgt dabei gleichmäßig für das linke und rechte angetriebene Rad. Es gilt

$$M_{AC1l} = M_{AC1r} = \frac{1}{2} \cdot (M_{GB} \cdot i_{AD} - J_{AD} \cdot \omega_{GB} \cdot i_{AD}) \quad (5.30)$$

mit

$$\omega_{AD} = \frac{1}{2} \cdot (\omega_{y1l} + \omega_{y1r}). \quad (5.31)$$

Die an den Radnaben der angetriebenen Achse wirkenden Antriebsmomente M_{AC1l} und M_{AC1r} (in diesem Fall der Vorderachse) bilden den Ausgang des Antriebstrangmodelles und koppeln ihn an die Raddrehzahlen ω_{y1l} und ω_{y1r} .

Vereinfachtes Antriebsmodell: Anstelle der Verwendung der Gaspedalposition α_A als Eingangssignal des Antriebssystems kann das Motormoment M_E , das vom Motorsteuerggerät abgegriffen wird, verwendet werden. Dadurch ergeben sich die Vorteile, dass das Motor-kennfeld nicht abgebildet werden muss und sonstige Einflüsse, wie das Ansprechverhalten, in der Modellierung unberücksichtigt bleiben können. Werden außerdem die Fahrmanöver bei annähernd konstanten Geschwindigkeiten durchgeführt, so ist die Modellierung der Dynamik des Antriebstrangs nicht erforderlich. In diesem Fall können die Massenträg-

heitsmomente des Antriebstrangs vernachlässigt werden. Diese Maßnahmen erlauben die Darstellung der Radantriebsmomente in stark vereinfachter Form nach der Gleichung (j steht für die jeweilige Achse, k steht für links oder rechts):

$$M_{ACjk} = \frac{1}{2} \cdot M_E \cdot i_{GB} \cdot i_{AD} - M_{fric} - d_{visc} \cdot \omega_{GB} \quad (5.32)$$

Nicht vernachlässigt werden darf jedoch die Modellierung des Reibungsverhaltens im Antriebstrang, welches sich vor allem bei Fahrmanövern mit offener Kupplung auf den Geschwindigkeitsverlauf des Fahrzeuges und somit den Umfangsschlupf der Reifen auswirken. Daher sind sowohl die Reibanteile im Antriebstrang als auch Reibungsverluste der Radlager im Modell abgebildet. Mit diesen Maßnahmen kann das Ausrollverhalten des Fahrzeuges über den gesamten Geschwindigkeitsbereich verbessert werden. Dies führt dazu, dass der Umfangsschlupf exakt nachgebildet werden kann, was für die hier geforderte Reifenidentifikation entscheidend ist.

Bremssystem

Bei Betätigung des Bremspedals wird der vom Fahrer aufgebrachte mechanische Eingangsdruck p_B in hydraulische Drücke des Bremssystems umgewandelt. Diese wirken in den beiden Bremskreisen des Fahrzeuges. Der Bremskraftverstärker verstärkt dabei die aufgebrachte mechanische Pedalkraft, welche den Eingangsdruck bewirkt und leitet diese auf mechanischem Wege an den Hauptbremszylinder. Der Hauptbremszylinder versorgt beide Bremskreise (Druckkreis und Schwimmkreis) mit dem entsprechend verstärkten hydraulischen Druck p_{BM} .

Im Antiblockiersystem (ABS) wird der Bremsdruck p_{BLjk} in den einzelnen Bremsleitungen durch Magnetventile des Hydroaggregates dahingehend geregelt, dass ein Blockieren der Räder verhindert wird. Die Regelung wird aktiv, sobald ein Überschreiten definierter Sollwerte von Fahrzeugverzögerung und Bremsschlupf stattfindet. Dabei wird der Bremsdruck p_{BLjk} des jeweiligen Rades durch eine zyklische Folge von Aufbau-, Abbau- und Haltephasen des Druckes geregelt.

Die vom ABS ausgehenden hydraulischen Drücke gelangen über die Bremsleitungen zur jeweiligen Radbremse. Die Druckfortpflanzung in den Bremsleitungen weist dabei eine Dynamik auf, welche von der Viskosität der Bremsflüssigkeit, der Länge und des Querschnitts der Bremsleitungen sowie der Querschnittsfläche des Radbremszylinders abhängt. Entsprechend der Dynamik des Druckaufbaus stellt sich an den Radbremsen ein zeitlich verzögerter Bremsdruck p_{WBjk} ein.

An den Radbremsen bewirkt der hydraulische Druck p_{WBjk} ein Anpressen der Bremsbeläge an die Bremsscheiben und verursacht damit das gewünschte Bremsmoment M_{BCjk} . Mit Berücksichtigung des effektiven Bremsenradius r_{WBjk} (mittlerer Abstand der Brems-

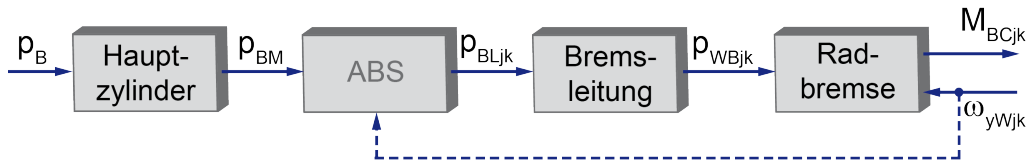


Abbildung 5.4: Schematische Darstellung des Bremssystemmodells

beläge von der Radachse), des Bremsenreibbeiwertes μ_{WBjk} sowie der Querschnittsfläche A_{WBjk} des Bremszylinders ergibt sich für das Bremsmoment am jeweiligen Rad:

$$M_{BCjk} = 2 \cdot r_{WBjk} \cdot \mu_{WBjk}(p_{WBjk}, \omega_{yjk}) \cdot A_{WBjk} \cdot p_{WBjk} \quad (5.33)$$

Der Reibbeiwert μ_{WB} zwischen Brems Scheibe und Bremsbelag ist dabei vom Anpressdruck p_{WB} und der Raddrehzahl ω_y abhängig. Zudem besteht eine Temperaturabhängigkeit des Bremsenreibwertes, welche von dem hier beschriebenen, einfachen Bremsmodell nicht berücksichtigt wird. Anhand der implementierten Fahrzustandsregelung (siehe 6.2.2) wird jedoch der sich daraus ergebene Fehler durch die Erhöhung oder Verringerung des Bremsdrucks kompensiert.

Wie in Abschnitt 4.1.1 bereits erwähnt, sind die Bremsdrücke p_{BWjk} der Vorder- und Hinterachse als Eingangsgrößen des Bremssystemmodells definiert. Weiters ist das ABS für die in dieser Arbeit relevanten Untersuchungen deaktiviert, wodurch die Dynamik der Druckfortpflanzung von untergeordneter Bedeutung ist. Dadurch reduziert sich die Modellbildung des Bremssystems auf den Bereich der Radbremse.

5.1.4 Lenkung

Der vom Fahrer aufgebrachte Lenkradwinkel wird im zweispurigen Fahrzeug kinematisch in einen Radlenkwinkel des kurveninneren und kurvenäußeren Rades umgewandelt. Dies erfolgt über das Lenkgetriebe, das über die Zahnstange eine Schubbewegung der Spurstangen verursacht. Die translatorische Bewegung der Spurstangen versetzt die Räder entsprechend der Lenkkinematik in Rotation. Aufgrund der Radstellung wird dem Fahrzeug eine Bewegungsrichtung vorgegeben. Dabei entstehen Radquerkräfte, die wiederum als Rückstellmoment am Lenkrad wirken. Eine vereinfachte Darstellung des schematischen Aufbaus eines Lenksystems bietet Abbildung 5.5.

Die Radstellung wird grundsätzlich neben der kinematischen Lenkung durch die Steifigkeiten des Lenksystems c_S und den Elastizitäten der Radaufhängung bestimmt. Ebenso beeinflusst die Fahrwerkskinematik beim Ein- und Ausfedern den Radlenkwinkel. Für eine genaue Modellierung des Radlenkverhaltens ist daher die Berücksichtigung der Kinematik und Elastokinematik der Radaufhängung erforderlich, wie sie in Abschnitt 5.1.5 beschrieben wird. Für das Lenksystem selbst genügt die Modellierung des Zusammenhanges zwischen dem Lenkradwinkel δ_{SW} als Eingangsgröße und der Schubbewegung s_{TR} der

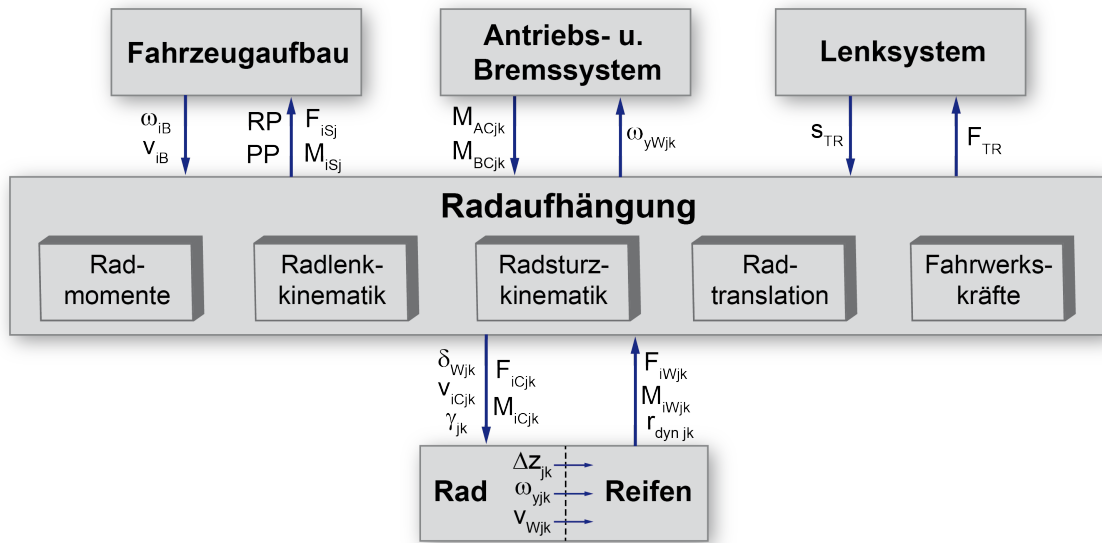


Abbildung 5.6: Schematische Darstellung des Modells der Radaufhängung mit Kopplung der Teilsysteme

Radlenkkinematik

Die Eingangsgröße für die Radlenkung ist die Verschiebung der Spurstange s_{TR} aus der Modellierung des Lenksystems laut Abschnitt 5.1.4. Mit Berücksichtigung des konstanten Übersetzungsverhältnisses i_{TR} von Spurstangenverschiebung zu Winkel des Lenkhebels ergibt sich für den mittleren Radlenkwinkel:

$$\delta_{SL} = \frac{1}{i_{TR}} \cdot s_{TR} \quad (5.36)$$

Zwar ist die Verschiebung der Spurstange sowohl für das linke als auch das rechte Rad ident, trotzdem ergeben sich unterschiedliche Radeinschlagwinkel für das kurveninnere und kurvenäußere Rad. Die Zuordnung der Radlenkwinkel zueinander wird durch nichtlineare Zusammenhänge beschrieben. Der sich am Rad einstellende kinematische Lenkwinkel lässt sich mithilfe des Spurdifferenzwinkels i_{SK} , welcher nichtlinear vom mittleren Radlenkwinkel abhängt, bestimmen:

$$\delta_{Wkin} = (1 \pm i_{SK}(\delta_{SL})) \cdot \delta_{SL} \quad (5.37)$$

Neben der Lenkkinematik selbst ist der Radlenkwinkel von momentanen Winkellagen der Radlenkkomponenten abhängig. Die Winkellagen einzelner Bauteile sind wiederum von kinematischen und elastokinematischen Einflüssen geprägt. Zu den kinematischen Einflüssen zählen die rein geometrischen Beziehungen, die sich aufgrund der Spurstangenverschiebung δ_{Wkin} und der Radeinfederung $\Delta\delta_W(\Delta s_z)$ ergeben. Elastokinematische Einflüsse werden hauptsächlich durch die Elastomerlager hervorgerufen. Durch die Verformbarkeit dieser Lager entstehen mit den im Radaufstandspunkt eingeleiteten Längs- und Querkräf-

ten zusätzliche Spurdifferenzwinkel $\Delta\delta_W(F_{xW})$ und $\Delta\delta_W(F_{yW})$. Diese werden ebenso additiv dem kinematischen Spurdifferenzwinkel aufgeschaltet. Unter Berücksichtigung sowohl der kinematischen als auch der elastokinematischen Einflüsse lassen sich die tatsächlichen Radeinschlagwinkel δ_W folgend bestimmen (auf die Zählvariablen j bzw. k wird hier verzichtet, um eine übersichtliche Darstellung zu ermöglichen):

$$\delta_W = \delta_{Wkin} + \delta_{W0} + \Delta\delta_W(\Delta s_z) + \Delta\delta_W(F_{xW}) + \Delta\delta_W(F_{yW}) \quad (5.38)$$

Die Kinematik der Radlenkung ist so ausgelegt, dass der Lenkdifferenzwinkel der Vorderräder eine gewünschte nichtlineare Charakteristik aufweist. Diese Charakteristik ist im Modell durch einen kennlinienbasierten Spurdifferenzwinkel abgebildet. Die elastokinematischen Anteile des Radlenkwinkels sind ebenso durch nichtlineare Kennlinien im Modell enthalten. Exemplarisch ist in Abbildung 5.7 rechts die durch Querkraft am Rad verursachte Spurländerung dargestellt.

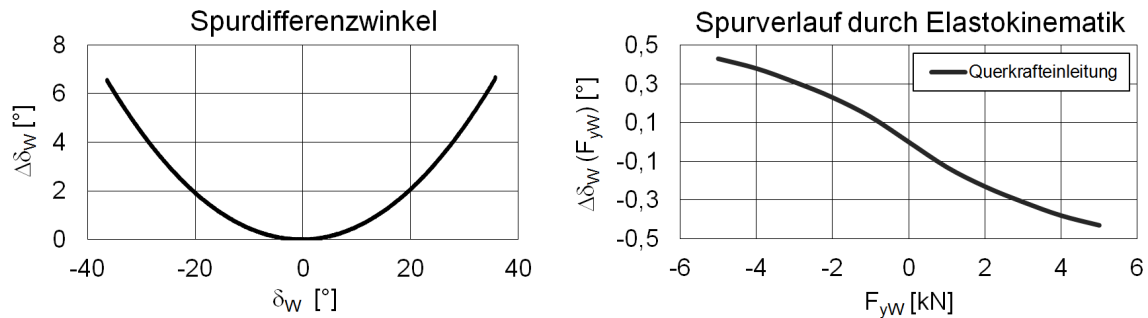


Abbildung 5.7: Charakteristischer Spurdifferenzwinkel (links) und elastokinematische Spurländerung durch Querkraft (rechts)

Gleichung 5.38 ist auch für nicht gelenkte Räder gültig, wengleich sich für den kinematischen Radlenkwinkel $\delta_{Wkin} = 0$ ergibt und somit nur der statische Spurländerungswinkel und die sich aufgrund von Kräfteinleitungen im Fahrbetrieb einstellenden Radeinschläge zu berücksichtigen sind.

Radsturzkinematik

Aus modelltechnischer Sicht ist die Radsturzkinematik ähnlich der Radlenkkinematik, jedoch ohne direkte Vorgabe durch den Fahrer. Ausgehend von einer konstruktiven Ausgangslage weist das jeweilige Rad einen bestimmten statischen Sturzwinkel γ_0 auf. Zu diesem konstruktiven Grundwinkel addieren sich fahrverhaltensspezifische Sturzwinkelanteile, welche vom Federungszustand $\Delta\gamma(\Delta s_z)$ und dem Radlenkwinkel $\Delta\gamma(\Delta\delta_W)$ abhängig sind und somit die Kinematik der Radaufhängung abbilden. Mit Berücksichtigung der Radträgerelastizitäten addieren sich zudem noch die Sturzänderungswinkel $\Delta\gamma(F_{xW})$ und $\Delta\gamma(F_{yW})$. Diese stellen sich durch die im Radaufstandspunkt wirkenden Längs- und

Querkräfte ein. Die charakteristischen Winkeländerungen sind ebenfalls durch nichtlineare Kennlinien im Fahrzeugmodell abgebildet.

$$\gamma = \gamma_0 + \Delta\gamma(\Delta s_z) + \Delta\gamma(\Delta\delta_W) + \Delta\gamma(F_{xW}) + \Delta\gamma(F_{yW}) \quad (5.39)$$

Der errechnete Radsturzwinkel wird als Eingangsgröße für das Reifenmodell herangezogen.

Translatorische Relativbewegung des Rades

Neben den rotatorischen Bewegungen durch Spur- und Sturzänderung führt das Rad bzw. der Radträger auch translatorische Relativbewegungen gegenüber dem Fahrzeugaufbau aus. Die horizontale Bewegung des Rades, also in Längs- und Querrichtung zum Fahrzeugaufbau, ist für die hier verfolgte Methode der Reifenparameteridentifikation von untergeordneter Bedeutung. Daher genügt die Annahme, dass die Räder parallel zur Fahrbahn starr mit dem Fahrzeugaufbau verbunden sind. Die vertikale Relativbewegung zwischen dem Rad und dem Fahrzeugaufbau hingegen ist essentiell, da sie unmittelbaren Einfluss auf die Radaufstandskraft und somit den Kraftschluss des Reifen-Fahrbahn-Kontaktes hat. Deren Modellierung erfolgt über die Berechnung der Federwege s_{zjk} , welche aus der Differenz der Vertikalposition des Radträgers z_{Cjk} und der Vertikalposition des Kontaktpunktes der Radaufhängung am Fahrzeugaufbau z_{Bjk} gebildet wird:

$$s_{zjk} = z_{Cjk} - z_{Bjk} \quad (5.40)$$

Bei dieser vereinfachten Modellvorstellung wird davon ausgegangen, dass sich der Kontaktpunkt der Radaufhängung am Fahrzeugaufbau senkrecht über dem Radaufstandspunkt befindet und die Fahrwerksfedern sowie -dämpfer somit in die Radebene transformiert werden. Infolge der Verschiebung der Feder-Dämpferelemente in die Radmitte ist noch die kinematische Feder- bzw. Dämpferübersetzung zu berücksichtigen. Wie in Abschnitt 5.2.3 erläutert, werden die Eigenschaften der Fahrwerksfedern in eingebautem Zustand ermittelt. Die Federübersetzung ist damit implizit in der daraus resultierenden kennlinienbasierten Federcharakteristik enthalten. Für das Dämpferelement, welches im ausgebautem Zustand vermessen wird, ist jedoch, wie in Abschnitt 5.2.2 beschrieben, dessen Übersetzung i_{Djk} im Modell explizit zu berücksichtigen. Die vertikale Lage dieses Kontaktpunktes hängt von der aktuellen Position des Aufbauswerpunkts z_B sowie dem Wank- und Nickwinkel Φ und Θ des Aufbaus ab:

$$z_{Bjk} = z_B - x_{BSi} \cdot \Theta + y_{BSi} \cdot \Phi \quad (5.41)$$

Zur Anwendung von Gleichung 5.41 ist der Koordinatenursprung zu berücksichtigen. Dieser befindet sich im Fahrzeugschwerpunkt. Es wird von einem rechtshändigen Koordinatensystem ausgegangen. Darin ist der Abstand in x-Richtung x_{BSi} vom Schwerpunkt

zu den Vorderrädern positiv und zu den Hinterrädern negativ. In gleicher Weise ist der Abstand zum Schwerpunkt der linken Räder in y -Richtung y_{BSi} positiv und der rechten Räder negativ festgelegt. Daher ist die Gleichung 5.41 für alle vier Kontaktpunkte gültig.

Fahrwerkskräfte

Die im vorigen Abschnitt betrachteten Federwege beschreiben die Relativbewegung zwischen dem Radträger und dem Fahrzeugaufbau entsprechend dem Übertragungsverhalten der Radaufhängung. Entscheidende Komponenten der Radaufhängung sind hierbei die Fahrwerksfedern und die Schwingungsdämpfer, aber auch die Torsionsstabilisatoren der Fahrzeugachsen.

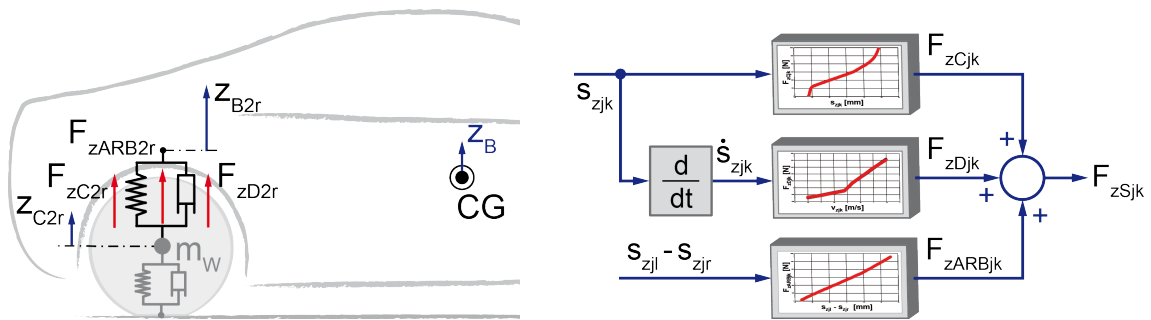


Abbildung 5.8: Schema der von der Radaufhängung vertikal auf den Aufbau wirkenden Kräfte (links) und der kennlinienbasierten Berechnung der Vertikalkräfte (rechts)

Die Federkraft F_{zCjk} der Schraubenfedern hängt vom Federweg bzw. der Einfederung s_{zjk} ab und weist sowohl an der Vorder- als auch Hinterradfederung eine progressive Charakteristik auf. Aufgrund dieses nichtlinearen Kraft-Weg-Verlaufes wird eine kennlinienbasierte Modellierung der Federkraft angewandt. Dadurch kann die Zunahme der Federkoeffizienten c_{Sjk} mit steigender Einfederung exakt abgebildet werden.

$$F_{zCjk} = c_{Sjk} (s_{zjk}, i_{Fjk}^2) \cdot s_{zjk} \quad (5.42)$$

Die Dämpfungskraft F_{zDjk} des Schwingungsdämpfers weist ebenso eine progressive Charakteristik auf, welche jedoch von der zeitlichen Ableitung des Federweges \dot{s}_{zjk} bzw. der Geschwindigkeit der Einfederung abhängt. Der charakteristische Verlauf der Dämpfungskraft wird durch Kraft-Geschwindigkeit-Kennlinien modelliert, die den nichtlinearen Dämpfungskoeffizienten d_{Sjk} implizit berücksichtigen.

$$F_{zDjk} = d_S (\dot{s}_{zjk}, i_{Djk}^2) \cdot \dot{s}_{zjk} \quad (5.43)$$

Der Torsionsstabilisator mit dem Steifigkeitskoeffizienten c_{ARBjk} erzeugt durch seine Verwindung bei ungleicher Einfederung des linken und rechten Rades ein Drehmoment und verringert dadurch die Wankneigung bei Kurvenfahrten. Dieses Drehmoment bewirkt

über die Hebelarme an den Stabilisatorenenden zusätzliche Vertikalkräfte an den Rädern und wird ebenso als Torsionskraft F_{zARBjk} in den Fahrzeugaufbau eingeleitet. Die Torsionskraft hängt vom Differenzweg ($s_{zjl} - s_{zjr}$) zwischen linkem und rechtem Rad ab. Die Modellierung erfolgt ebenso durch Kraft-Weg-Kennlinien, wengleich Prüfstandsuntersuchungen zeigen, dass die Torsionskraft bei üblichem Wankverhalten nahezu linear vom Differenzweg abhängig ist und somit die Stabilisatorkräfte vereinfacht mit Linearfedersteifigkeiten c_{ARBj} der jeweiligen Achse abgebildet werden können. Für die linken Räder ergeben sich die Stabilisatorkräfte nach Gleichung 5.44. Für die rechten Räder gelten dieselben Beziehungen, jedoch wirken die Kräfte in entgegengesetzte Richtung.

$$F_{zARBjl} = c_{ARBj} \cdot (s_{zjl} - s_{zjr}) \quad (5.44)$$

Zusätzlich zu Feder-, Dämpfer- und Stabilisator Kräften existieren außerdem Stützkräfte, welche vom Fahrwerk vertikal auf den Fahrzeugaufbau wirken. Diese Stützkräfte F_{zSUPj} resultieren aus den durch Antriebs- und Bremskräften verursachten Abstützmomenten am Fahrwerk [8]. Dabei stützen sich die Antriebskräfte F_{ACCj} der jeweiligen Achse in der Radmitte und die Bremskräfte F_{BRKj} im Radaufstandspunkt ab (vergleiche Abschnitt 5.1.2). Für die Berechnung der Stützkräfte ist außerdem die Lage des Nickpoles relevant. Die Nickpollage lässt sich über die Antriebsabstützwinkel ε_{Aj} der Vorder- und Hinterräder sowie über die Bremsabstützwinkel ε_{Bj} ausdrücken und resultiert aus der Kinematik der Radaufhängung [27, 25]. Mit Berücksichtigung des Nickwinkels Θ ergeben sich für die Stützkräfte an der Vorder- und Hinterachse folgende Modellgleichungen:

$$F_{zSUP1} = -F_{ACC1} \cdot \tan(\varepsilon_{A1} + \Theta) + F_{BRK1} \cdot \tan(\varepsilon_{B1} + \Theta) \quad (5.45)$$

$$F_{zSUP2} = F_{ACC2} \cdot \tan(\varepsilon_{A2} - \Theta) - F_{BRK2} \cdot \tan(\varepsilon_{B2} + \Theta) \quad (5.46)$$

Neben den Vertikalkräften werden auch die horizontal wirkenden Kräfte berücksichtigt. Diese Kräfte treten als Folge der Horizontaldynamik des Fahrzeuges im Reifenlatsch auf, werden über das Rad an die Radaufhängung geliefert und wirken letztendlich auf den Fahrzeugaufbau. Im Modell werden die Längs-, Quer- und Vertikalkräfte der einzelnen Räder achsweise in den Fahrzeugaufbau eingeleitet. Dafür werden die in Radmitte im C-Radachsensystem (siehe Abbildung 2.2) wirkenden Kräfte F_{iCjk} und Momente M_{iCjk} unter Berücksichtigung des jeweiligen Radlenkwinkels δ_{Wjk} und Radsturzwinkels γ_{jk} zunächst in das Achssystem S^1 transformiert und anschließend summiert. Die resultierenden Achsschnittkräfte \mathbf{F}_{Sj} und -momente \mathbf{M}_{Sj} werden an den Fahrzeugaufbau übergeben und führen dort zur resultierenden Aufbaubewegung.

¹Das Achssystem S ist ein rechtshändiges, achsfestes Koordinatensystem, dessen Ursprung in der Mitte der Verbindungslinie der beiden Radmittelpunkte liegt. Die xy -Ebene wird parallel zur Fahrbahn angenommen. Die z -Achse verläuft somit normal zur Fahrbahn.

5.1.6 Rad

Das Rad besteht grundsätzlich aus der Radfelge und dem Reifen. Es hat die Aufgabe, sämtliche Kräfte und Momente zwischen dem Fahrzeug und der Fahrbahn zu übertragen, um eine Fortbewegung des Fahrzeuges zu ermöglichen. Dieser Abschnitt widmet sich den Modellgleichungen zur Beschreibung der rotatorischen und translatorischen Radbewegungen und behandelt damit die fahrzeugseitigen Eingangsgrößen des Reifenmodells. Für die Ermittlung der im Reifenlatsch wirkenden Kräfte und Momente wird auf Abschnitt 7.1 verwiesen, wo auf die Modellgleichungen entsprechender Handling-Reifenmodelle eingegangen wird.

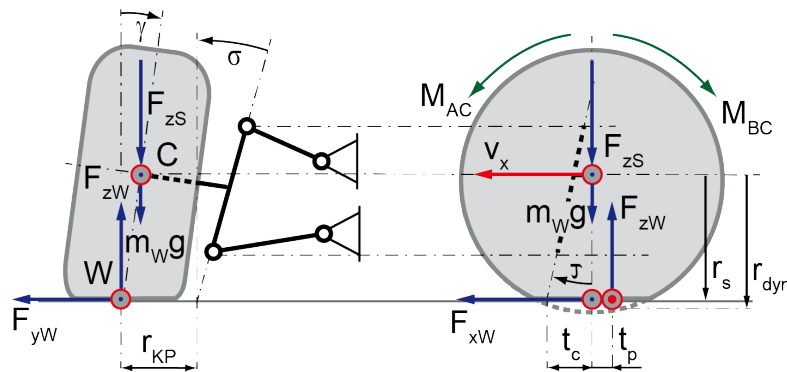


Abbildung 5.9: Schematische Darstellung der am Rad wirkenden Kräfte und Momente und der Radaufhängung mit lenkkinematischen Größen

Radaufstandskräfte

In der hier gewählten Modellierung wird das Rad als starr betrachtet. Die Punktmasse m_{Wjk} beinhaltet neben der Radmasse selbst auch noch die ungefederten Massenanteile der Radaufhängung. Für die Kräftebilanzgleichung in vertikaler Richtung bzw. normal zur Fahrbahntangentialebene werden die über die Radaufhängung abgestützten Feder-, Dämpfer- und Stabilisatorkräfte zu Fahrwerkskräften F_{zSjk} zusammengefasst und ergeben mit Berücksichtigung der ungefederten Massen die Radaufstandskraft F_{zWjk} auf ebener Fahrbahn.

$$F_{zWjk} = F_{zSjk} + m_{Wjk} \cdot g \quad (5.47)$$

Durch die Einbindung der Fahrwerkskräfte beinhaltet die Radaufstandskraft bereits die statischen und dynamischen Gewichtsanteile, welche durch die Lage des Fahrzeugschwerpunktes sowie dem Wanken und Nicken des Fahrzeugaufbaus gebildet werden.

Horizontalgeschwindigkeiten des Rades

Die Geschwindigkeiten der Räder über Grund sind im radfesten Koordinatensystem in den Radaufstandspunkten W_{jk} dargestellt. Für die gelenkten Räder des Fahrzeuges bedeutet

dies, dass ihre Horizontalgeschwindigkeiten gegenüber dem fahrzeugfesten Koordinatensystem mit den jeweiligen Radlenkwinkeln in das radfeste Koordinatensystem zu transformieren sind. Damit ergeben sich folgende translatorischen Geschwindigkeiten in Umfangs- und Querrichtung des Rades:

$$v_{xWjk} = v_{xCjk} \cdot \cos(\delta_{Wjk}) + v_{yCjk} \cdot \sin(\delta_{Wjk}) \quad (5.48)$$

$$v_{yWjk} = -v_{xCjk} \cdot \sin(\delta_{Wjk}) + v_{yCjk} \cdot \cos(\delta_{Wjk}) \quad (5.49)$$

Winkelgeschwindigkeit des Rades

Die rotatorische Geschwindigkeit des Rades ergibt sich aus der Momentenbilanz um die Querachse y_C des Rades im Radachsensystem C (siehe hierzu Abbildung 2.2). Dabei wirkt das durch Antreiben oder Bremsen hervorgerufene Radmoment M_{yCjk} entgegen dem Umfangsmoment M_{yTjk} , das aus der im Reifenlatsch wirkenden Umfangskraft F_{xWjk} und dem dynamischen Rollradius r_{dynjk} resultiert.

$$J_{jk} \cdot \dot{\omega}_{yjk} = M_{yCjk} - M_{yTjk} \quad (5.50)$$

In der Massenträgheit J_{jk} werden sämtliche rotierenden Komponenten des Rades berücksichtigt. Mit Integration der Differentialgleichung 5.50 ergibt sich die Winkelgeschwindigkeit des Rades, die neben der Radlast, der Horizontalgeschwindigkeiten und dem Radsturzwinkel eine weitere Eingangsgröße des Reifenmodells darstellt.

5.2 Parametrierung des Fahrzeugmodells

Die präzise Nachbildung des fahrdynamischen Verhaltens ist für die hier angewandte Methodik von zentraler Bedeutung. Im vorherigen Abschnitt 5.1 wurden die dafür erforderlichen systemdynamischen Gleichungen hergeleitet. Entscheidend für die realitätsnahe Simulation des Fahrverhaltens ist die Parametrierung des Fahrzeugmodells. Fahrzeugträgheitsparameter, Federungs- und Dämpfungseigenschaften, Lenkübersetzung, kinematische und elastokinematische Eigenschaften und weitere Größen werden daher experimentell auf entsprechenden Prüfständen bestimmt.

5.2.1 Trägheitseigenschaften des Fahrzeuges

Die Trägheitsparameter für das Versuchsfahrzeug werden am Trägheitsprüfstand (VIMM-Vehicle Inertia Measuring Machine [36]) experimentell ermittelt. Diese Parameter sind die Fahrzeugmasse m_V , die Lage des Schwerpunktes s_{xCG} , s_{yCG} , s_{zCG} in horizontaler und

vertikaler Richtung und die drei Massenträgheitsmomente J_{xB} , J_{yB} , J_{zB} um die Längs-, Quer- und Hochachse des Fahrzeuges.

Der Trägheitsprüfstand besteht im Wesentlichen aus einer Plattform, die in einem zentralen Gelenk sphärisch gelagert ist und mittels dreier hydraulischer Aktuatoren in beliebige Drehbewegungen versetzt werden kann. Damit werden Drehbewegungen um die Längs-, Quer- und die Hochachse realisiert, um die Fahrzeugeigenschaften für das Nicken, Wanken und Gieren zu bestimmen. Abbildung 5.10 zeigt eine Prinzipskizze des Prüfstandes.

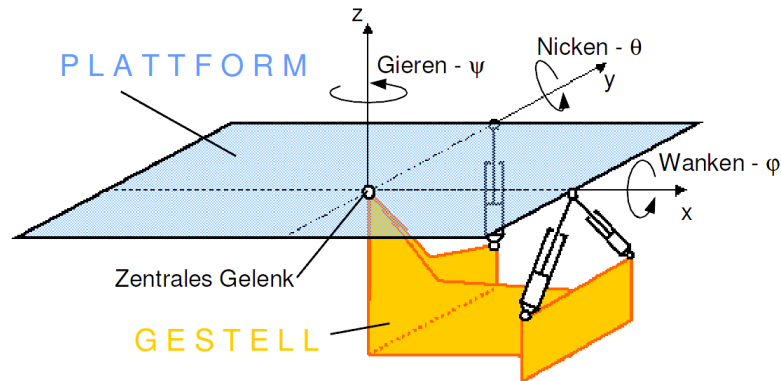


Abbildung 5.10: Prinzipskizze des Trägheitsprüfstandes VIMM

Die Wankbewegung wird von dem seitlichen Zylinder gesteuert, während die Nick- und Gierbewegung durch synchrones bzw. asynchrones Verfahren der beiden vorderen Zylinder realisiert wird. Auf der Plattform stützt sich das Fahrzeug auf seinen Rädern ab. Der sich aus dem Beladungszustand ergebende Einfederweg stellt sich so vor der Messung eigenständig ein. Das anschließende Fesseln des Fahrzeuges an den Schwellern fixiert diese Einfederposition für die nachfolgende Messprozedur. Die statische Gleichgewichtslage wird so während der Messphase sichergestellt. Der Prüfstand ist mit Sensoren ausgestattet, die die Bewegungen und die auf die Plattform wirkenden Kräfte ermitteln. Die Trägheitsparameter werden durch Invertierung des räumlichen Drallsatzes berechnet.

Versuchsablauf zur Trägheitsbestimmung

Das Versuchsfahrzeug wird auf den Prüfstand gehoben und steht dort mit den Rädern in den Rampen auf der Plattform. Abbildung 5.11 zeigt das Fahrzeug auf dem Prüfstand.

Vor der Messung werden die Fahrhöhen kontrolliert und gegebenenfalls angepasst. Als Beladungszustand wird das Leerfahrzeug mit einem über 75 % gefüllten Tank definiert. Dieser Zustand entspricht der Konstruktionslage. Das Fahrzeug wird zunächst statisch vermessen, um die horizontale Position des Fahrzeugschwerpunktes zu ermitteln. Anschließend erfolgt die quasistatische Bestimmung der vertikalen Position des Schwerpunktes durch Kippen des Fahrzeuges um die Längsachse. Die Bestimmung der Trägheitsparameter erfolgt durch dynamisches Wanken, Nicken und Gieren des Fahrzeuges. Diese Anregung um



Abbildung 5.11: Versuchsfahrzeug am Trägheitsprüfstand VIMM

alle drei Raumachsen liefert die Daten zur Berechnung der Massenträgheitsmomente. Die während der Messung auf die Plattform wirkenden Kräfte und die Winkellagen der Plattform werden zur Berechnung der Massenträgheitsmomente herangezogen.

Messergebnisse des Trägheitsprüfstandes

Mit den gemessenen Daten lassen sich die in folgender Tabelle aufgelisteten Größen bestimmen:

<i>Trägheitsparameter</i>	<i>Formelzeichen</i>	<i>Messwert</i>
Fahrzeugmasse	m_V	1530 kg
Schwerpunktlage	s_{xCG}	1554 mm
	s_{yCG}	769 mm
	s_{zCG}	549 mm
Massenträgheitsmomente	J_{xB}	543 kgm ²
	J_{yB}	2705 kgm ²
	J_{zB}	3006 kgm ²

Tabelle 5.1: Ergebnisse der Trägheitsbestimmung des Versuchsfahrzeuges

Die mit dem Trägheitsprüfstand ermittelte Schwerpunktlage bezieht sich auf den Radauflandpunkt des rechten hinteren Rades. Die Massenträgheitsmomente beziehen sich auf den Fahrzeugschwerpunkt CG .

5.2.2 Eigenschaften der Schwingungsdämpfer

Als weitere Parameter des Fahrzeugmodells werden die Kennlinien der Schwingungsdämpfer der Vorder- und Hinterräder auf einem Dämpferprüfstand bestimmt. Abbildung 5.12 zeigt den Aufbau des Schwingungsdämpferprüfstands bestehend aus Hydraulikzylinder,

Prüfling und Kraftmessdose.

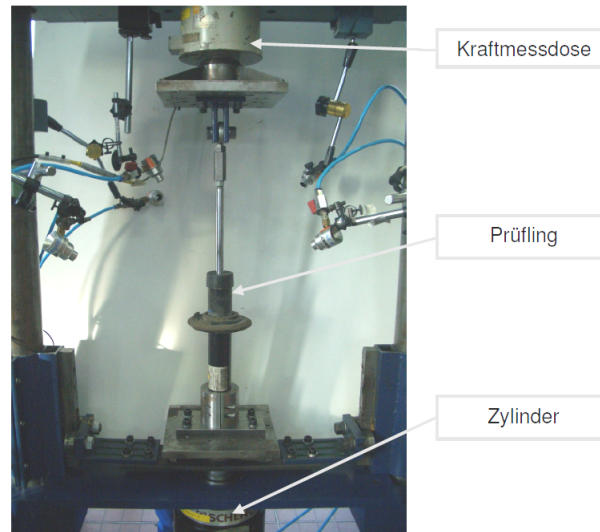


Abbildung 5.12: Aufbau des Schwingungsdämpferprüfstands mit eingesetztem Prüfling

Es werden für alle vier Dämpfer des Fahrzeuges die Dämpferkennlinien bestimmt. Die Messungen werden pro Dämpfer für drei Amplituden und sechs Geschwindigkeiten durchgeführt. Eine Auflistung der Amplituden und Geschwindigkeiten erfolgt in Tabelle 5.2.

		Amplitude [mm]		
		10	25	40
Geschw. [m/s]	0,10	0,10	0,10	0,10
	0,20	0,20	0,20	0,20
	0,50	0,50	0,50	0,50
	0,75	0,75	0,75	0,75
	1,00	1,00	1,00	1,00
	1,50	1,50	1,50	1,50

Tabelle 5.2: Auflistung der Messparameter zur Dämpfermessung

Ergebnisse der Dämpfermessung

Die Ergebnisse werden in Form von Kraft-Geschwindigkeits-Diagrammen dargestellt. Exemplarisch zeigt Abbildung 5.13 die charakteristischen Dämpferkennlinien der Vorder- und Hinterachse sowohl in der Zug- als auch in der Druckstufe.

Da die Dämpfereigenschaften im ausgebauten Zustand, also nicht im Fahrzeug selbst, vermessen werden, ist die Einbaulage der Dämpfer bzw. das Übersetzungsverhältnis konstruktiv zu bestimmen. Für die Dämpfer des Versuchsfahrzeuges ergibt sich aus der Einbaulage ein Übersetzungsverhältnis von $i_{D1k} = 0,785 \frac{mm}{mm}$ an der Vorderachse und $i_{D2k} = 0,989 \frac{mm}{mm}$ an der Hinterachse. Dieses Ergebnis resultiert aus der Linearisierung über einen vertikalen Radweg von $\pm 30 mm$.

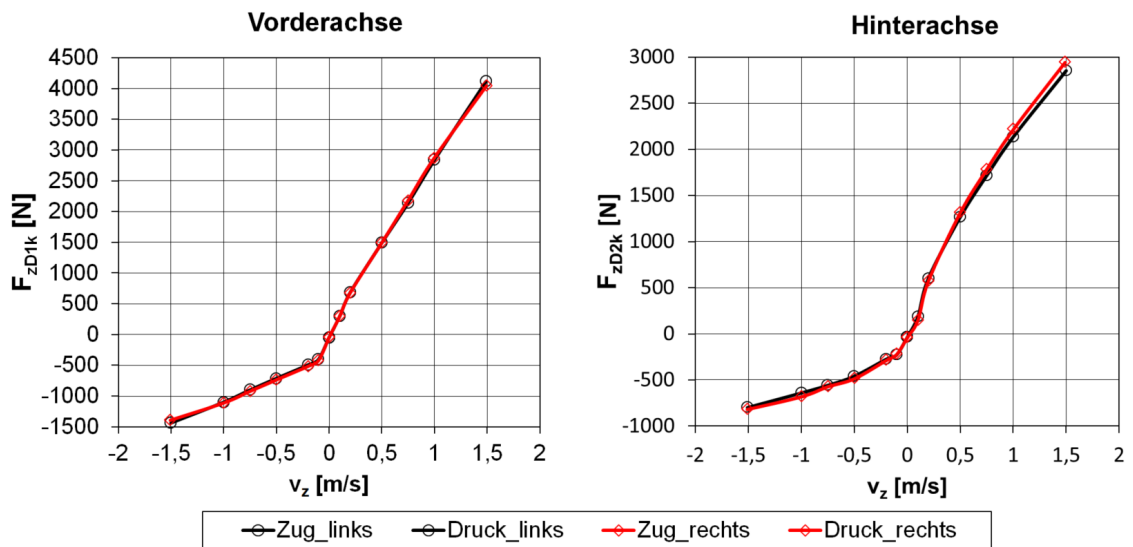


Abbildung 5.13: Kennlinien der Dämpfer an der Vorder- (links) und Hinterachse (rechts)

5.2.3 Eigenschaften der Radaufhängung

Die gezielte Untersuchung der Kinematik und der Elastokinematik von Vorder- und Hinterachse des Gesamtfahrzeuges unter definierten Belastungen erfolgt mit dem Achskinematikprüfstand [16]. Abbildung 5.14 zeigt den Prüfstand mit dem zu untersuchenden Fahrzeug.



Abbildung 5.14: Versuchsfahrzeug am Achsmessprüfstand zur Bestimmung der Kinematik und Elastokinematik

Der Achsmessprüfstand besteht aus vier Messtürmen, welche in Längs- und Querrichtung verschiebbar sind, um den Prüfstand auf die Spurweiten und den Radstand des zu untersuchenden Fahrzeuges bzw. der zu untersuchenden Achse anzupassen. Mit Hilfe einer vertikal wirkenden Hydraulikeinheit in jedem der vier Türme lassen sich beliebige Ein-

federzustände einstellen. In den Messtürmen integrierte, horizontal wirkende Zylinder ermöglichen zusätzlich die Simulation von statischen Längs- und Querkräften. Über Hebelarme erfolgt die Einleitung der Längs- und Seitenkräfte in die zu untersuchende Achse.

Anstelle der Räder werden universell verwendbare Radersatzsysteme eingesetzt. Diese Radersatzsysteme lassen sich auf die Geometrie der Räder wie Einpresstiefe, stationärer Radhalbmesser und pneumatischer Nachlauf einstellen. Die reibungsarme Bewegung zwischen Radersatzsystem und Messturm ist durch Luftlager sichergestellt. Dadurch werden die kinematischen und elastokinematischen Verschiebungen der Radaufstandspunkte nicht durch Reibung oder stick-slip Effekte verfälscht. Der Aufbau dieses Radersatzsystems mit Luftlagerung ist in Abbildung 5.15 ersichtlich.

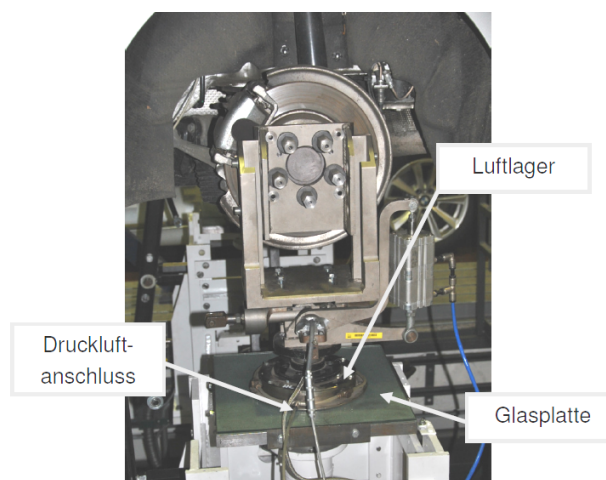


Abbildung 5.15: Fixierung der Fahrzeugkarosserie am Achsmessprüfstand über das Radersatzsystem

Um eine Bewegung der Fahrzeugkarosserie bei aktuierten Radaufstandspunkten zu unterbinden, wird die Karosserie mithilfe eines Aufspannsystems an den Prüfstand fixiert. Dieses Aufspannsystem besteht aus Klemmpratzen, welche an der Karosseriefalz unter dem Schweller, in der Nähe von Vorder- und Hinterachse befestigt werden und über Querverstärkungen die Fahrzeugkarosserie fesseln.

Ergebnisse der Achsmessung

Die Messungen am Achsmessprüfstand beziehen sich stets auf die Konstruktionslage des Fahrzeuges. Sie legt die Einfederzustände bei leerem Fahrzeug (ohne Fahrer und ohne Zuladung) und 75 % Tankinhalt fest. Diese Einfederzustände werden auf dem Prüfstand mit dem Radersatzsystem ebenfalls als Konstruktionslage eingestellt. Daraus ergeben sich die Radlasten in Konstruktionslage wie in Tabelle 5.3 gelistet. Darin enthalten sind auch die Spurweiten w_{Sj} der Vorder- und Hinterachse sowie die Abstände l_{Sj} der Achsen zum Schwerpunkt CG des Fahrzeuges.

	<i>Radlast</i> [N]		Spurweite [mm]	Achsabstand [mm]
	<i>links</i>	<i>rechts</i>		
<i>Vorderachse</i>	4094	4260	1563	1254
<i>Hinterachse</i>	3340	3315	1555	1554

Tabelle 5.3: Radlasten und Radpositionen in Konstruktionslage

Während der kinematischen Achsvermessung werden die Spur- und Sturzwinkeländerungen mit einem zusätzlichen Achsvermessungssystem in Konstruktionslage ermittelt. Die Ergebnisse der statischen Radstellung sind in Tabelle 5.4 gelistet.

	resultiert <i>Spur</i> [°]		<i>Sturz</i> [°]	
	<i>links</i>	<i>rechts</i>	<i>links</i>	<i>rechts</i>
<i>Vorderachse</i>	0,11	0,12	-0,68	-0,72
<i>Hinterachse</i>	0,08	0,07	-1,78	-1,72

Tabelle 5.4: Statische Spur- und Sturzwinkel in Konstruktionslage

An dieser Stelle sei die Vorzeichenkonvention für Spur- und Sturzwinkel nach DIN 70000 erläutert: Der Spurwinkel ist definiert als jener Winkel, der sich zwischen der Fahrzeugmittelebene in Längsrichtung und der Schnittlinie der Radmittelebene eines Rades mit der Fahrbahnebene ergibt. Der Spurwinkel ist positiv, wenn der vordere Teil des Rades der Fahrzeuglängsachse zugekehrt ist. In diesem Fall spricht man von Vorspur. Von Nachspur ist die Rede, wenn sich der vordere Teil des Rades der Fahrzeuglängsachse abkehrt, der Spurwinkel ist dann negativ. Als Sturzwinkel ist jener Winkel definiert, der sich zwischen Radmittelebene und der Fahrbahnnormalen einstellt. Wenn die Radoberkante nach außen geneigt ist, spricht man vom positiven Sturzwinkel, bei einer Neigung nach innen spricht man vom negativen Sturzwinkel.

Hubfederung: Zur Ermittlung der kinematischen Radstellungsänderungen in Abhängigkeit von der parallelen Einfederung werden die Achsen über den maximal möglichen Federweg durchgefedernt. Diese maximalen Wege werden auf dem Prüfstand relativ zur Konstruktionslage ermittelt. Der maximale Ausfederweg ergibt sich aus dem Zustand, bei dem die Radersatzsysteme von den Türmen abheben. Der maximale Einfederweg entspricht dem Zustand, bei dem die zweifache statische Radlast (aus Konstruktionslage) erreicht ist. Bei dem Versuchsfahrzeug ergeben sich an der Vorderachse ein maximaler Ausfederweg von 110 mm und ein Einfederweg von 95 mm. Die Hinterachse federt 100 mm aus und 95 mm ein.

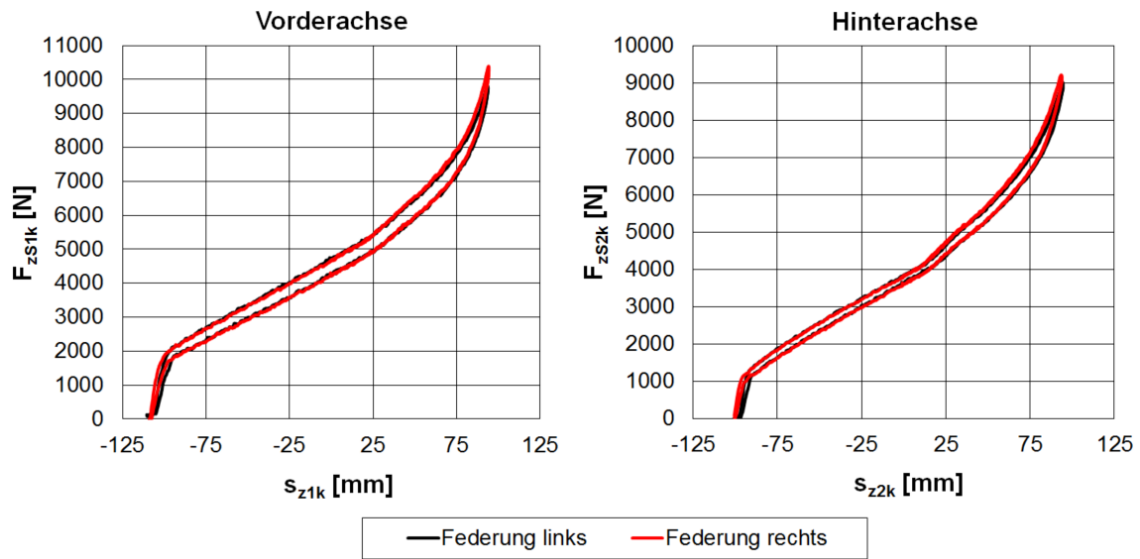


Abbildung 5.16: Federcharakteristik der Vorderachse (links) und Hinterachse (rechts) bei gleichsinnigem Einfedern - *Hubfederung*

Die in Abbildung 5.16 dargestellten Diagramme für die Hubfederung der Vorderachse (links) und Hinterachse (rechts) repräsentieren die gesamte Hystereseschleife². Der obere Ast der jeweiligen Hystereseschleife beinhaltet die Messdaten der Federbewegung von der maximalen Ausfederung bis hin zur maximalen Einfederung, der untere Ast entsprechend von maximaler Einfederung bis maximaler Ausfederung. Wie den Hubfederungsdiagrammen zu entnehmen ist, weist die Federbewegung der Vorderachse aufgrund der größeren Anzahl an Elastomerlagerungen eine größere Hysterese auf.

Wankfederung: Bei Wankfederung wird die Achse gegensinnig ein- bzw. ausgefedert. Die Begrenzung des Wankfederweges ergibt sich entweder aus dem Abheben der ausgefederten Seite oder aus dem Erreichen der zweifachen statischen Radlast an der eingefederten Seite, je nachdem, was zuerst eintritt. Beim dem vermessenen Versuchsfahrzeug ergibt sich für die Vorderachse des Fahrzeuges ein Wankfederweg von 65 mm und für die Hinterachse eine Wankfederung von 85 mm . Die resultierende Kraft-Weg-Kennlinie, wie in Abbildung 5.17 dargestellt, beinhaltet aufgrund der gegensinnigen Auslenkung der Räder einer Achse neben der Federrate des Einzelrades auch die Stabilisatorsteifigkeit.

Für die Ermittlung der Stabilisatorsteifigkeit wird die gemessene Federrate bei gleichsinnigem Einfedern von jener bei gegensinnigem Einfedern (Abbildung 5.16 bzw. 5.17) abgezogen. Damit ergeben sich die radselektiven Stabilisatorsteifigkeiten laut Tabelle 5.5.

²Die Hysterese wird durch die Materialdämpfung und Reibung im Fahrwerk hervorgerufen.

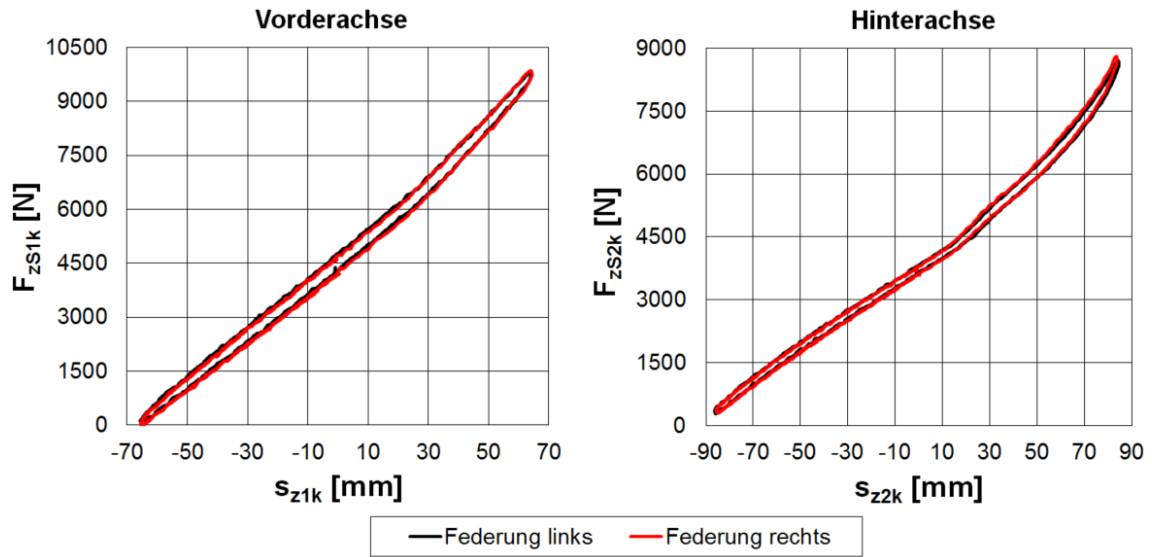


Abbildung 5.17: Federcharakteristik der Vorderachse (links) und Hinterachse (rechts) bei gegenseinigem Einfedern - *Wankfederung*

	Stabilisatorsteifigkeit [N/m]
Vorderachse	40500
Hinterachse	10300

Tabelle 5.5: Radselektive Stabilisatorsteifigkeit

Aus den lateralen Verschiebungen der Radaufstands- und Radmittelpunkte in Abhängigkeit des Einfederweges ergibt sich ein Zusammenhang zwischen Wankpolhöhe (*RP*, roll pole) und Einfederweg an der Vorder- und Hinterachse laut Abbildung 5.18.

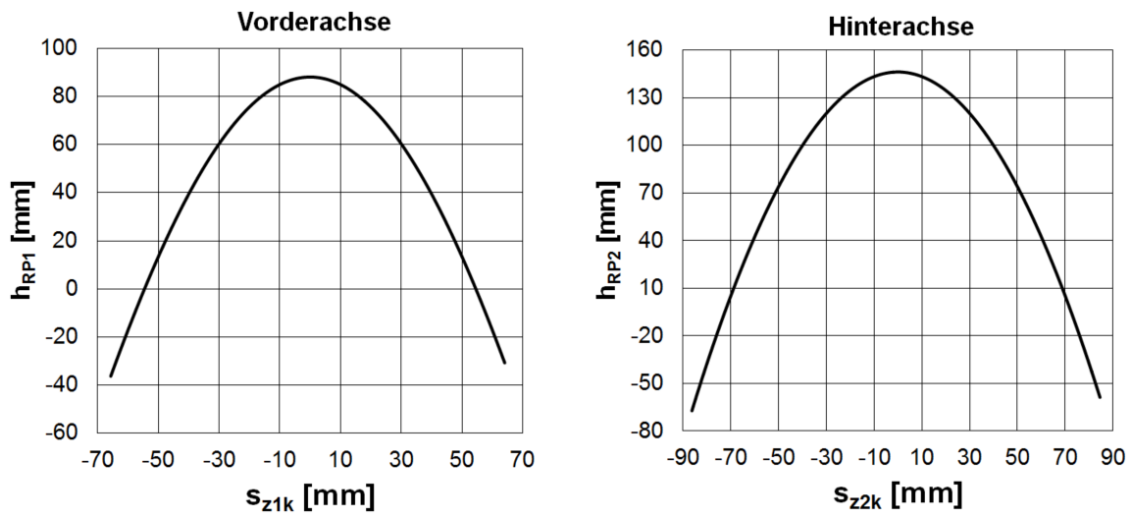


Abbildung 5.18: Änderung der Wankpolhöhe an der Vorder- (links) und Hinterachse (rechts) bei gegenseinigem Einfedern

Radstellungsänderungen: Neben den Federungs- und Dämpfungseigenschaften der Einzelradaufhängung sind vor allem auch die Radstellungen als Funktion der Radeinfederung maßgeblich für die Charakteristik des Fahrverhaltens. Diese werden aus den gemessenen Verschiebungen der Radaufstandspunkte und Radmittelpunkte berechnet. Für die Bestimmung von Spurweitenänderung sowie Spur- und Sturzwinkeländerung wird je eine Ausgleichsgerade durch den Bereich zwischen $\pm 10\text{ mm}$ Federweg gelegt. Der jeweilige Kennwert ergibt sich aus dem Gradienten dieser Geraden. Weiters werden Größen des Spur- und Sturzwinkels bei 50 mm über und unter der Konstruktionslage KL bestimmt. Eine Auflistung dieser berechneten Größen erfolgt in Tabelle 5.6.

	<i>Spurweitengrad.</i> [mm/mm]		<i>Spurwinkelgrad.</i> [°/mm]		<i>Sturzwinkelgrad.</i> [°/mm]	
	<i>Huben</i>	<i>Wanken</i>	<i>Huben</i>	<i>Wanken</i>	<i>Huben</i>	<i>Wanken</i>
<i>Vorderachse KL-50 mm</i>	0,115	0,115	0,190	-0,145	0,650	0,700
<i>Vorderachse KL+0 mm</i>	0,115	0,115	-0,003	0,003	-0,015	-0,015
<i>Vorderachse KL+50 mm</i>	0,115	0,115	-0,153	0,120	-1,000	-1,000
<i>Hinterachse KL-50 mm</i>	0,150	0,185	0,060	-0,075	0,470	0,810
<i>Hinterachse KL+0 mm</i>	0,150	0,185	0,002	0,002	-0,010	-0,010
<i>Hinterachse KL+50 mm</i>	0,150	0,185	0,103	0,130	-1,050	-1,050

Tabelle 5.6: Kennwerte der Achsen bei Hub- und Wankfederung

Elastokinematik bei Seitenkrafteinleitung: Die Seitenkrafteinleitung in die Räder der Vorder- als auch der Hinterachse erfolgt sowohl gegensinnig als auch gleichsinnig. Zusätzlich zu den Messungen in Konstruktionslage werden auch Seitenkraftmessungen in zwei weiteren Einfederzuständen durchgeführt. Diese Einfederzustände sind für das verwendete Versuchsfahrzeug mit 30 mm über und unter Konstruktionslage definiert. Die Messungen an der Vorderachse sind mit funktionierender Lenkunterstützung durchzuführen. Der Motor soll daher bei diesen Messungen laufen. Die Kräfte werden mit einer Verfahrgeschwindigkeit von $500\frac{\text{N}}{\text{s}}$ eingeleitet. Die Höhe der eingeleiteten Seitenkräfte beträgt 5000 N . Die Kraft-Weg-Verläufe dieser Untersuchungen zeigen ein lineares Verhalten über weite Bereiche. Zudem bestehen keine nennenswerten Unterschiede in den Kraftverläufen der einzelnen Einfederzustände. Dies erlaubt eine vom Einfederzustand unabhängige und über $\pm 5000\text{ N}$ Seitenkraft linearisierte Darstellung der achsspezifischen Kennwerte laut Tabelle 5.7 bei gleichsinniger Krafteinleitung.

Elastokinematik bei Längskrafteinleitung: Zur Einleitung von Längskräften im Radaufstandspunkt werden die Räder mit den Bremsen blockiert. Mit Berücksichtigung der maximal möglichen Bremskraft können an der Vorderachse Längskräfte in der Höhe von 5500 N eingeleitet werden, an der Hinterachse ist eine Längskraft von 4000 N möglich. Ebenso wie bei der Seitenkrafteinleitung werden die Längskräfte in den zuvor beschriebe-

	Quernachgiebigkeit [mm/kN]		Spurwinkeländerung [°/kN]		Sturzwinkeländerung [°/kN]	
	links	rechts	links	rechts	links	rechts
Vorderachse	0,670	0,670	0,110	-0,110	-0,105	0,105
Hinterachse	1,700	1,700	-0,012	0,012	-0,280	0,280

Tabelle 5.7: Achsspezifische Kennwerte bei gleichsinniger Seitenkrafteinleitung

nen Einfederzuständen (Konstruktionslage und $\pm 30\text{ mm}$) eingeleitet. Auch hier zeigt sich ein lineares Kraft-Weg-Verhalten bei gleichzeitiger Unabhängigkeit vom Einfederzustand. Daher erfolgt die Parametrierung der Elastokinematik der Achse in Längsrichtung über einzelne Kennwerte nach Tabelle 5.8.

	Längsnachgiebigkeit [mm/kN]		Spurwinkeländerung [°/kN]		Sturzwinkeländerung [°/kN]	
	links	rechts	links	rechts	links	rechts
Vorderachse	9,400	9,400	0,092	0,092	-0,033	-0,033
Hinterachse	5,600	5,600	-0,033	-0,033	-0,036	-0,036

Tabelle 5.8: Achsspezifische Kennwerte bei Längskrafteinleitung

Durchlenken: Neben den Messungen zur Bestimmung der Achskinematik und Elastokinematik werden Messungen zur Charakterisierung der Lenkkinematik durchgeführt. Hierzu wird mit konstanter Lenkgeschwindigkeit bis in den rechten und linken Lenkansschlag manuell gelenkt.

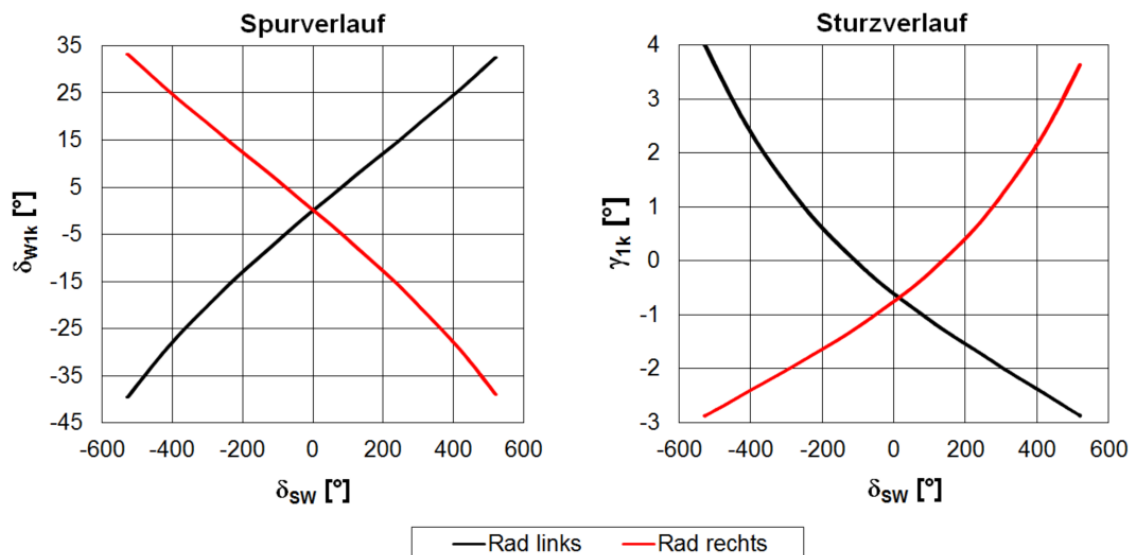


Abbildung 5.19: Änderung der Spur- und Sturzwinkel der gelenkten Räder als Funktion des Lenkradwinkels

Mit den Messgrößen Lenkradwinkel δ_{SW} , den einzelnen Radlenkwinkeln der Vorderach-

se δ_{W1l} und δ_{W1r} sowie den Positionsdaten des Radaufstandspunktes W und des Radmitelpunktes C lassen sich die lenkkinematischen Größen für das Fahrzeugmodell bestimmen. Wesentliche hierbei sind die Spur- und Sturzverläufe der gelenkten Räder in Abhängigkeit vom Lenkradwinkel δ_{SW} , wie in Abbildung 5.19 dargestellt.

Aus den Messdaten zur Charakterisierung der Lenkkinematik lassen sich weitere lenkkinematische Kenngrößen wie Lenkrollradius r_{KP} , Spreizungswinkel σ und konstruktiver Nachlauf t_C sowie konstruktiver Nachlaufwinkel τ ableiten. Die geometrischen Beziehungen dieser Größen sind in Abbildung 5.9 (links) schematisch dargestellt.

Das Fahrverhalten wird durch den Lenkrollradius r_{KP} und den konstruktiven Nachlauf t_C wesentlich beeinflusst. Das hier verwendete Versuchsfahrzeug weist einen negativen Lenkrollradius auf, was heute im Allgemeinen als Standard gilt. Durch den Nachlauf entstehen zu den Rückstellkräften des Reifens beim Lenken zusätzliche Rückstellkräfte, welche von der Größe des konstruktiven Nachlaufs t_C abhängig sind. Darüber hinaus beeinflusst der Nachlauf den Sturzwinkel bei Kurvenfahrt. Die Ergebnisse aus den Prüfstandversuchen sind in Tabelle 5.9 gelistet.

	<i>konstr.</i> <i>Nachlauf</i> [mm]	<i>Nachlauf-</i> <i>winkel</i> [°]	Lenkroll- radius [mm]	Spreizungs- winkel [°]
<i>Vorderachse</i>	25,75	4,75	-3,05	3,90

Tabelle 5.9: Kinematische Kennwerte der gelenkten Vorderachse

Kapitel 6

Beobachtung des relevanten Fahrzustandes

Die in dieser Arbeit verfolgte Methodik erfordert eine präzise Abbildung des fahrdynamischen Zustands bei quasistationären Fahrsituationen. Das dafür notwendige nichtlineare Fahrzeugmodell ist im vorigen Kapitel hergeleitet. Dieses Kapitel widmet sich vorerst der Validierung bzw. dem Angleichen des Fahrzeugmodells an das messtechnisch erfasste fahrdynamische Verhalten des Realfahrzeuges mit einem Referenzreifen. In weiterer Folge wird auf den Aufbau des Zustandsbeobachters eingegangen, womit der reale fahrdynamische Zustand trotz physikalischer Unsicherheiten in der Modellierung bzw. Parametrierung simuliert werden kann.

6.1 Abgleich und Validierung des Fahrzeugmodells

Die Identifikation von Reifeneigenschaften aus fahrdynamischen Messungen erfordert eine präzise mathematische Beschreibung des realen Fahrverhaltens. Um dies zu gewährleisten, werden Fahrmanöver simuliert und Messergebnissen gegenübergestellt. Entscheidend für die Validierung des Fahrzeugmodells ist die genaue Abbildung der Reifeneigenschaften. Die Parametrierung des Reifenmodells basiert auf standardisierten Prüfprozeduren am Flachbahnprüfstand Flat-Trac III der Firma MTS Systems Corporation [56]. Wie in Abschnitt 2.4.1 bereits erwähnt, bietet diese Art von Laborprüfständen zwar den Vorteil einer ebenen Kontaktzone, die Laufbandoberfläche ist jedoch entweder aus Stahl oder Sandpapier mit entsprechender Korngröße. Die Reifenmodellparameter sind daher an den Kraftschlussbeiwert des realen Reifen-Fahrbahn-Kontaktes anzupassen. Abgesehen von der Validierung des Fahrzeugmodells dienen die aus Prüfstandmessungen generierten und entsprechend den Fahrbahnverhältnissen korrigierten Reifendaten als Referenz für die identifizierten Reifeneigenschaften, wie sie in Kapitel 8 beschrieben wird.

Der Modellabgleich erfolgt über die Adaption der Fahrzeugparameter, sodass eine best-

mögliche Übereinstimmung der Ausgangsgrößen des Modells und der im Versuchsfahrzeug gemessenen Größen erzielt wird. Hierbei bewähren sich zwei Anpassungsstufen: In der ersten Stufe erfolgt die Anpassung an die Fahrzeugspezifikation selbst. Dies betrifft die Spurweite entsprechend den Einpresstiefen der jeweiligen Räder sowie die Masse und Schwerpunktlage entsprechend den Zuladungen des Fahrzeuges. Die Bestimmung dieser Eigenschaften erfolgt konstruktiv durch die mit Radlastwaagen erfassten statischen Radauflastkräfte. In zweiter Stufe erfolgt die Anpassung der Modelleigenschaften an quasistationäre Fahrmanöver. Dabei werden jene Parameter abgestimmt, die die Längs- und Querdynamik des Fahrzeuges ebenfalls beeinflussen. Dies betrifft die Reibungsverluste im Antriebstrang und in den Radlagern, die Reifenradien, die Bremskraftverteilung und die Achssteifigkeiten.

6.1.1 Reibungsverluste

Die Reibungswiderstände des Antriebstrangs wirken sich auf das Antriebsmoment und somit auf die im Reifenlatsch wirkenden Kräfte aus und beeinflussen damit unmittelbar das Kraftübertragungsverhalten des Reifens. Daher ist die Berücksichtigung der mechanischen Widerstände im Modell des Antriebstrangs erforderlich. Um diese Widerstände, bestehend aus konstanten und viskosen Reibungsverlusten, in die Modellierung einbinden zu können, wird ein Abgleich des Längsgeschwindigkeitsverlaufs beim Ausrollen des Fahrzeuges durchgeführt. Dieser Ausrollversuch erfolgt idealerweise bei Windstille auf einer möglichst ebenen und langen Geraden, auf welcher das Fahrzeug ausgehend von einer hohen Anfangsgeschwindigkeit im ausgekuppelten Zustand ohne Lenkeingriff geradeaus bewegt wird. Um etwaige Fahrbahnsteigungen entlang der Teststrecke zu kompensieren, wird der Streckenabschnitt in beiden Richtungen befahren. Die Ergebnisse dieser Untersuchung mit dem Versuchsfahrzeug sind der Abbildung 6.1 zu entnehmen. Es zeigt die einzelnen Geschwindigkeitsverläufe in beide Fahrtrichtungen. Die Geschwindigkeitsverläufe des Fahrzeuges über Grund werden anhand der blauen, ungefilterten Daten dargestellt. Die in rot und schwarz gekennzeichneten Geschwindigkeitsverläufe zeigen das Simulationsergebnis vor und nach dem Abgleich der Reibungswiderstände. Erkennbar ist, dass der Geschwindigkeitsverlauf des Modells nach dem Abgleich auf Strecke A-B stärker abfällt als der Messung zu entnehmen ist. Auf Strecke B-A ist das Verhalten umgekehrt, was auf eine vorhandene, wenn auch mit freiem Auge kaum erkennbare Fahrbahnsteigung in diesem Streckenabschnitt schließen lässt.

Bei der Identifikation der Reifeneigenschaften würden ohne diesen Abgleich die Reibungsverluste des Antriebstrangs dem Kraftübertragungsverhalten des Reifens, insbesondere dem Rollwiderstand zugeordnet werden. Mit den konstanten und viskosen Reibungsanteile M_{fric} und d_{visc} in Gleichung 5.28 werden die Reibungsverluste jedoch im Modell des Antriebstrangs berücksichtigt. Bei der Reifenidentifikation werden somit rein die in der

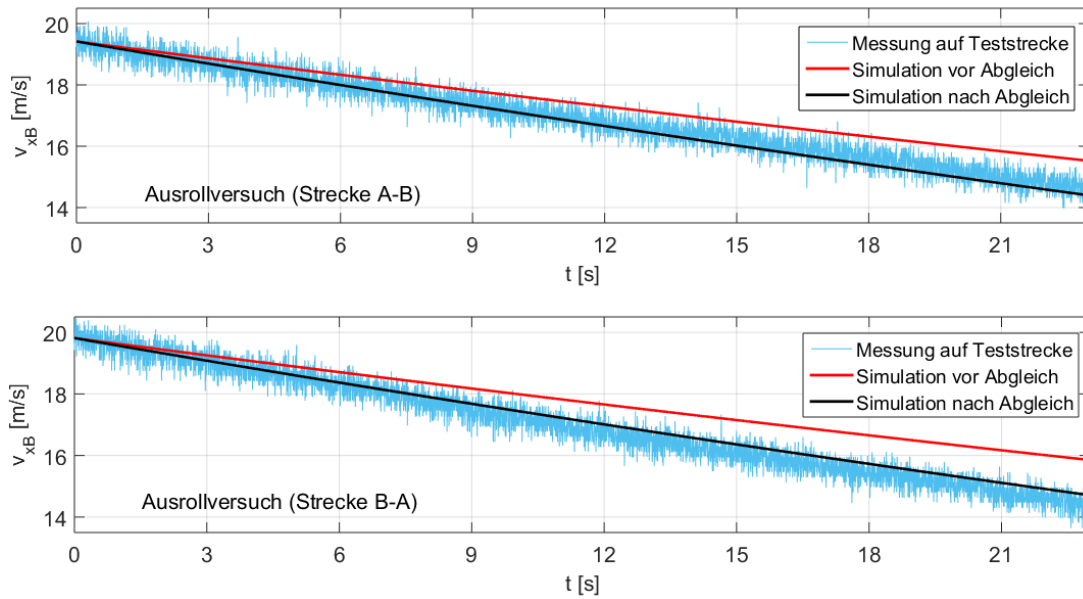


Abbildung 6.1: Resultierende Geschwindigkeitsverläufe beim Ausrollversuch in beiden Fahrtrichtungen des Streckenabschnittes

Reifen-Fahrbahn-Kontaktzone wirkenden Kräfte betrachtet.

6.1.2 Dynamischer Rollradius

Für die Berechnung des Umfangsschlupfes ist der dynamische Rollradius r_{dyn} des Rades essentiell. Dieser kennzeichnet die Lage des Momentanpoles des frei rollenden Rades und kann näherungsweise über den unbelasteten Radius r_0 und den statischen Radius r_s wie folgt bestimmt werden [66]:

$$r_{dyn}(t) \approx \frac{2}{3} \cdot r_0 + \frac{1}{3} \cdot r_s(t) \quad (6.1)$$

Der statische Radius r_s des Rades beschreibt den momentanen Abstand von Radmitte zum Kontaktpunkt des Reifens mit der Fahrbahn und resultiert aus der Eindrückung des Reifens als Folge der wirkenden Radlast F_{zW} .

$$r_s = r_0 - \frac{F_{zW}}{c_{zW}} \quad (6.2)$$

Diese Eindrückung des Reifens ist von der Vertikalsteifigkeit c_{zW} des Reifens abhängig, welche maßgeblich vom Fülldruck des Reifens beeinflusst wird [12]. Die Vertikalsteifigkeit wird nicht aus fahrdynamischen Messungen gewonnen, sondern wird über die Änderung des statischen Radius über die Radlast beim stehenden Rad bestimmt.

Unter üblichen Bedingungen mit konventionellen PKW-Reifen und einem Fülldruck im Normbereich von $2,5 \text{ bar}$ ist der dynamische Rollradius nach Gleichung 6.1 überwiegend vom unbelasteten Radius abhängig. Aufgrund von Reifenverschleiß oder sonstigen z.B. pro-

duktionsbedingten Einflüssen variiert der unbelastete Radius und ist somit keine konstante Größe. Für die Berechnung des Umfangsschlupfes ist daher der unbelastete Radius präzise zu bestimmen. Dessen Anpassung erfolgt durch Abgleichen der Raddrehzahlen. Hierfür wird das Fahrmanöver Geradeausfahrt simuliert, wobei das Fahrzeugmodell längsdynamisch geregelt wird, um einen deckungsgleichen Geschwindigkeitsverlauf zwischen Messung und Simulation zu erzielen. Bei identen Geschwindigkeitsverläufen aber abweichenden Raddrehzahlverläufen zwischen Messung und Simulation kann davon ausgegangen werden, dass diese Abweichungen im nicht korrekt parametrisierten Rollradius begründet sind.

In Abbildung 6.2 ist das Ergebnis dieses Modellabgleichs ersichtlich. Dargestellt sind der Geschwindigkeitsverlauf des Fahrzeugs sowie die Raddrehzahlverläufe des vorderen rechten und des hinteren rechten Rades bei Geradeausfahrt. Die Größenordnung der dargestellten gemessenen Motordrehzahl weist auf ein Fahrmanöver im ausgekuppelten Zustand hin (Leerlaufdrehzahl). Das Fahrzeug rollt vorerst frei und wird anschließend mit einer Verzögerung von $a_{xB} \approx -1,5 \frac{m}{s^2}$ leicht gebremst. Durch die längsdynamische Regelung wird in der Simulation vor und nach dem Abgleich das gleiche Geschwindigkeitsprofil wie bei der realen Messung erzielt. Die Verläufe der Raddrehzahlen hingegen weisen bei den Simulationsergebnissen ohne Abgleich eine gut erkennbare Abweichung zu den gemessenen Raddrehzahlen auf. Diese Differenz deutet darauf hin, dass der unbelastete Radius und somit der Rollradius des Reifens zu gering ist. Durch die Anpassung des unbelasteten Radius r_0 (in diesem Fall um ca. $1,5 \text{ mm}$) gelingt es, eine Übereinstimmung der Raddrehzahlverläufe zu erzielen und die Basis für eine korrekte Berechnung des Umfangsschlupfes sicherzustellen.

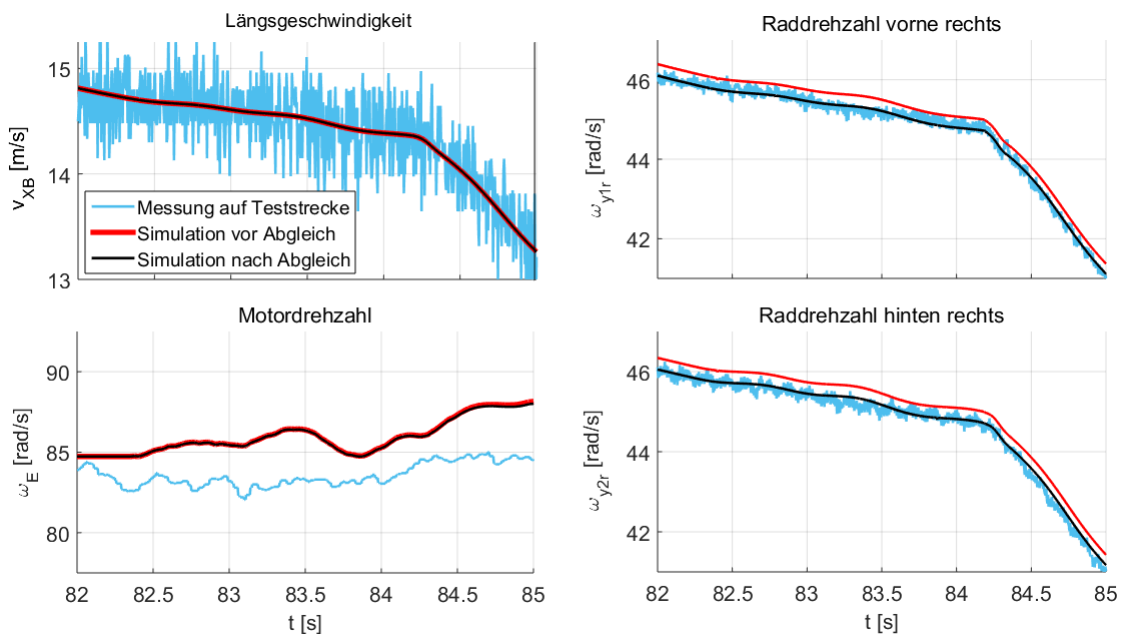


Abbildung 6.2: Abgleich der Raddrehzahlen durch Anpassung des Reifenradius

6.1.3 Achssteifigkeit

Wie bei der Modellierung in Kapitel 5 beschrieben, ist für die genaue Abbildung des Fahrverhaltens neben der Kinematik auch die Elastokinematik der Radaufhängung zu berücksichtigen. Die grundsätzliche Parametrierung erfolgt durch einschlägige Messungen am K&C-Prüfstand (siehe Abschnitt 5.1.5 sowie 5.2.3) beschrieben. Die dabei ermittelten elastokinematischen Radstellungsänderungen bei Längs- und Querkrafteinleitung repräsentieren jedoch die Eigenschaften der Achse wie sie auch bei Realfahrten auftreten nicht präzise. Die Begründung hierfür ist unter anderem in Steifigkeitsdifferenzen der Elastomerlager aufgrund von Temperaturunterschieden oder in geänderten Beladungszuständen zu finden. Überwiegend resultiert der Unterschied zwischen Prüfstand und Fahrversuch jedoch aus der Art der Krafteinleitung. Erfolgt am Prüfstand die Einleitung der Längs- und Querkräfte im Reifenlatsch grundsätzlich bei geradeaus gelenkten Rädern, also bei $\delta_{SW} = 0^\circ$, so erfolgt die Krafteinleitung im Fahrversuch bei querdynamischen Fahrmanövern bei ausgelenkten Rädern, also bei $\delta_{SW} \neq 0^\circ$. Die Beanspruchung der elastischen Fahrwerkselemente ist dabei von der Größe der Auslenkung abhängig. Die sich einstellenden Lenkwinkeländerungen aufgrund der Querkräfte im Latsch unterscheiden sich daher von den Prüfstandsversuchen. Die Parametrierung der elastokinematischen Radstellungsänderung ist aufgrund dieser unzulänglichen Charakterisierung dahingehend abzustimmen, dass die in der Simulation ergebnen Radlenkwinkel sowohl der kurvenäußeren als auch kurveninneren Räder jenen des Realfahrzeuges entsprechen.

6.1.4 Validierung der Fahrzeugbewegungen

Für den Abgleich der elastokinematischen Eigenschaften der Achsen, aber auch zur Validierung der Fahrzeugaufbaubewegung eignen sich fahrdynamische Messungen am Handlingkurs. Exemplarisch zeigt Abbildung 6.3 die Trajektorie des dafür genutzten Streckenabschnittes. Für den Abgleich und die Validierung werden die mit R1 bis R3 markierten Kurvenpassagen herangezogen.

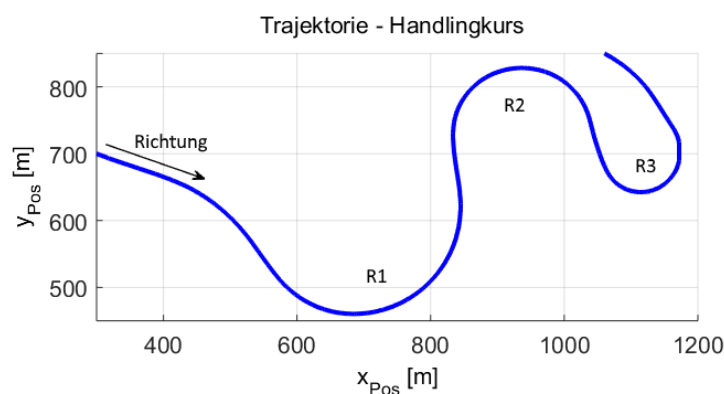


Abbildung 6.3: Trajektorie eines Streckenabschnittes am Handlingkurs

Abbildung 6.4 zeigt die Ergebnisse der gemessenen Testfahrt auf dem ausgewählten Streckenabschnitt des Handlingkurses auf trockener Asphaltoberfläche und der zugehörigen Simulation nach dem Modellabgleich. Anders als in den vorigen Abbildungen 6.1 und 6.2 wird auf die Darstellung der Simulationsergebnisse vor dem Abgleich verzichtet. Ebenso werden nur die Fahrzustandsgrößen eines Rades dargestellt. Für die qualitative Aussage genügt die Darstellung eines Rades, welches die übrigen drei Räder repräsentiert. Als Eingangsgröße des Fahrzeugmodells dienen der gemessene Lenkradwinkel δ_{SW} sowie das Motormoment M_E und die gemessenen Bremsdrücke p_{WBj} der Vorder- und Hinterräder.

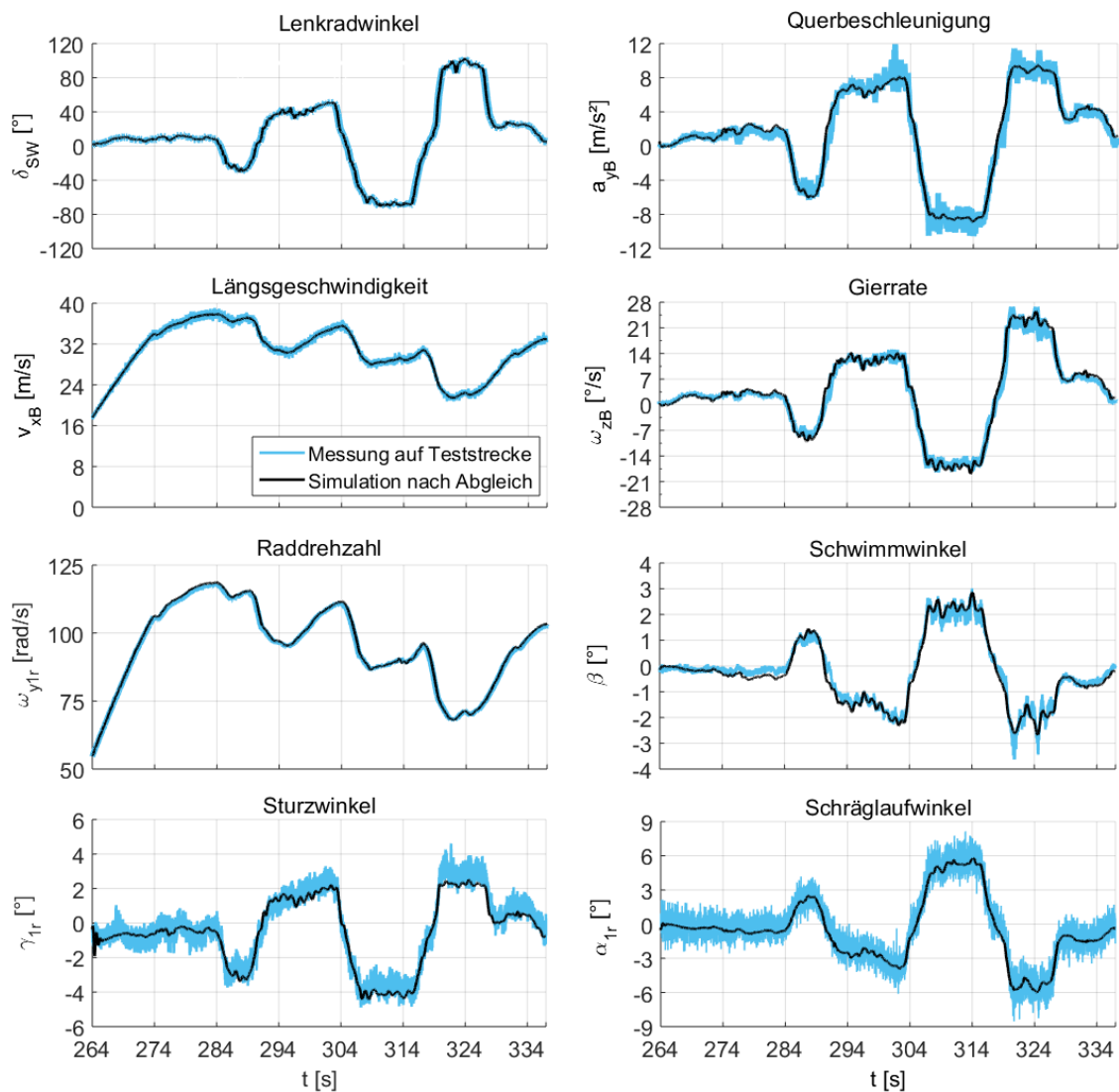


Abbildung 6.4: Gegenüberstellung fahrdynamischer Eigenschaften aus Messung und Simulation bei hoher querdynamischen Last zur Validierung des Fahrzeugmodells

In Abhängigkeit der jeweiligen Fahrsituation erfolgt eine qualitative Bewertung der Simulationsgüte aus dem Vergleich zwischen Messung und Simulation. Die Validierung des

Fahrzeugmodells erfolgt im Zeitbereich. Die gemessenen Eingangsgrößen werden dem Modell aufgeschaltet, um das Fahrverhalten im jeweiligen Streckenabschnitt offline simulieren zu können. Die Linkskurve R1 nach Abbildung 6.3 wird im Zeitbereich von $t = 290 \text{ s}$ bis $t = 305 \text{ s}$, die Kurve R2 wird im Anschluss an R1 bis zur Zeit $t = 318 \text{ s}$ durchfahren. Im dritten Abschnitt, welcher den engsten Kurvenradius aufweist, bewegt sich das Fahrzeug bis $t = 329 \text{ s}$.

Der gemessene Lenkradwinkel dient als Eingangsgröße für das Fahrzeugmodell. Dementsprechend sind die beiden Verläufe aus Messung und Simulation nahezu deckungsgleich. Die Längsgeschwindigkeit ist zwar keine Eingangsgröße, aufgrund der längsdynamischen Regelung des Fahrzeugmodells nach Abschnitt 6.2.2 sind aber auch diese beiden Kurvenverläufe ident. Als Resultat der längsdynamischen Regelung und des in Abschnitt 6.1.2 durchgeführten Abgleiches des dynamischen Rollradius verlaufen die simulierten Raddrehzahlen (hier repräsentiert durch die Raddrehzahl des rechten Vorderrades) nahezu deckungsgleich mit den gemessenen Raddrehzahlen. Der Verlauf des absoluten Sturzwinkels zeigt grundsätzlich eine gute Übereinstimmung, wenngleich ab $t = 285 \text{ s}$ aufgrund der hohen Querbelastung eine Differenz von ca. $0,5^\circ$ festgestellt wird.

Der Querbeschleunigungsverlauf erreicht ein Maximum von ca. $9 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$ in der Kurve R3. Der lineare Bereich der Fahrzeugquerdynamik, welcher bis zu einer Querbeschleunigung von ca. $4 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$ angenommen werden kann, wird hier deutlich überschritten. Doch die genaue Nachbildung der messtechnisch erfassten Querbeschleunigung zeigt, dass es mit dem nichtlinearen Zweispurmodell gelingt, das fahrdynamische Verhalten auch bis an die Fahrstabilitätsgrenze ausreichend genau zu approximieren. Die genaue Nachbildung der Drehgeschwindigkeit (Drehrate) des Fahrzeuges unterstreicht diese Aussage.

Der Schwimmwinkel wird oft als Maß für die Beherrschbarkeit eines Fahrzeuges herangezogen, wobei bis zu einem Schwimmwinkel von $\beta = 5^\circ$ von einem stabilen Zustand ausgegangen wird [9]. Die Mess- und Simulationsergebnisse aus der Kurve R3 zeigen bei diesen Fahrversuchen jedoch einen maximalen Schwimmwinkel von unter 3° . Ähnlich wie beim Sturzwinkel ist auch hier eine geringe Abweichung der Simulationsergebnisse von den Messergebnissen erkennbar.

Von gesonderter Bedeutung ist der Verlauf des Schräglaufwinkels. Mit dem hier verwendeten Fahrzeugmodell und dem Abgleich der kennlinienbasierten Kinematik und Elastokinematik nach Abschnitt 5.1.5 gelingt es, diesen Verlauf bis an die Stabilitätsgrenze des Fahrzeuges genau abzubilden, was für eine qualitative Identifikation der Reifeneigenschaften entscheidend ist. Entgegen den Erwartungen wird allerdings trotz hoher Querbeschleunigung ein Schräglaufwinkel von $\alpha < 6^\circ$ erzielt, obwohl die maximale Kraftübertragung des Reifen erst im Bereich von 10° bis 12° zu erwarten ist. Auf dieses Verhalten wird in Kapitel 8 explizit eingegangen.

Neben der rein querdynamischen Bewertung des Fahrverhaltens wird derselbe Strecken-

abschnitt, wie in Abbildung 6.3 dargestellt, auch für die Validierung des längsdynamischen Verhaltens herangezogen. Dafür wird in jedem Kurvenübergang das Fahrzeug mit ca. $-5 \frac{m}{s^2}$ verzögert. Wie erwartet kann der Verlauf der Längsbeschleunigung des Fahrzeugaufbaus sehr gut wiedergegeben werden. Ebenso stimmen die simulierten Federwege (hier repräsentiert durch den Federweg des rechten Hinterrades) mit den gemessenen sehr gut überein. Dies lässt darauf schließen, dass die Radaufstandskräfte korrekt approximiert werden, was für die Identifikation der Reifeneigenschaften entscheidend ist.

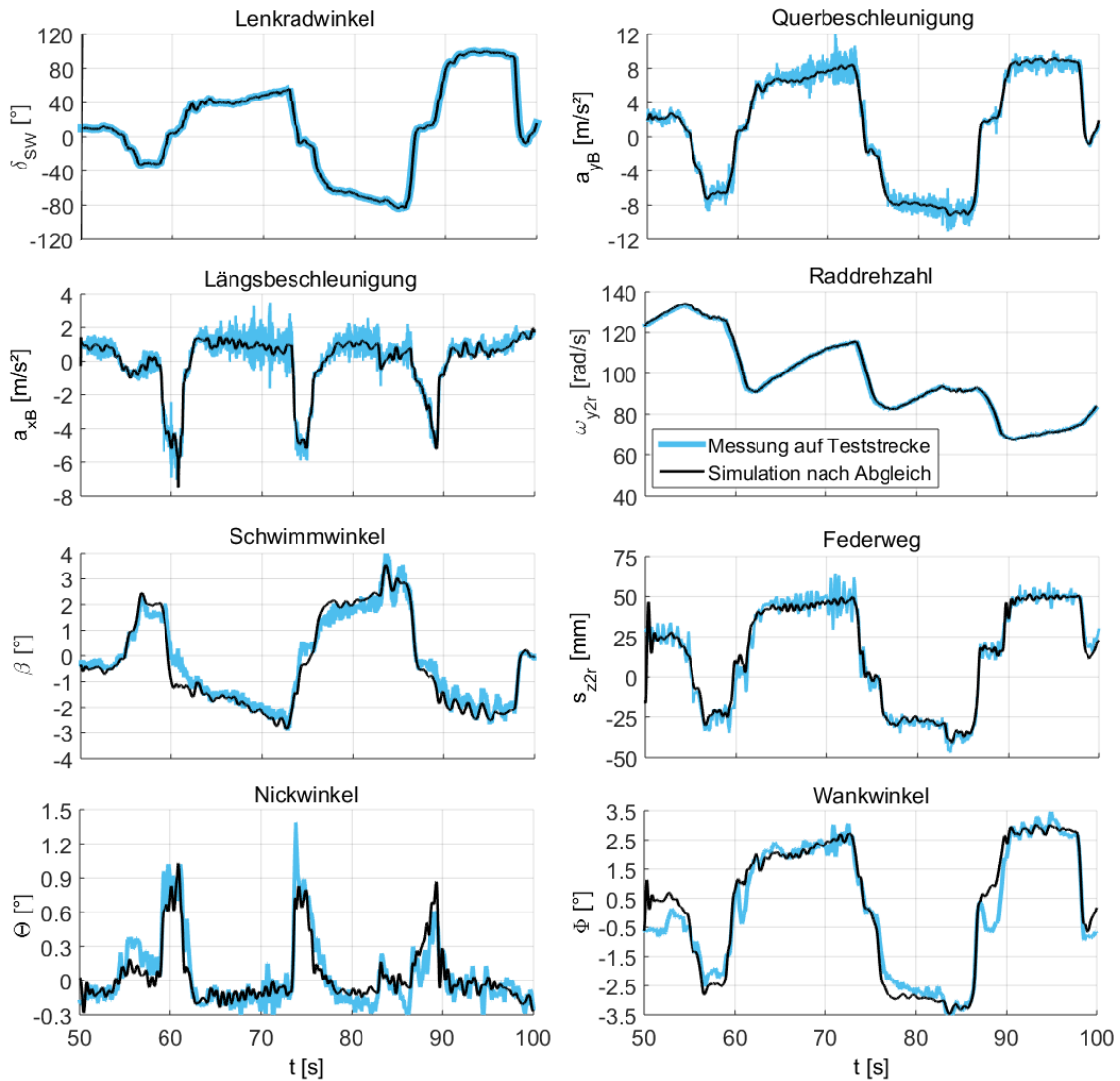


Abbildung 6.5: Gegenüberstellung fahrdynamischer Eigenschaften aus Messung und Simulation bei hoher längsdynamischer Last zur Validierung des Fahrzeugmodells

Der Nickwinkel sowie der Wankwinkel zeigen grundsätzlich akzeptable Ergebnisse, auch wenn Abweichungen in manchen dynamischen Fahrsituationen bzw. bei den Kurvenübergängen erkennbar sind. Diese Abweichungen sind unter Umständen darauf zurückzuführen, dass die zur Lagebestimmung des Fahrzeuges verwendete Sensorik bei den Messungen nicht

fest mit dem Fahrzeugaufbau verbunden war und so eine Relativbewegung stattgefunden hat, wodurch das Messergebnis verfälscht wird. Eine weitere Einflussgröße ist die Fahrbahn selbst mit ihren wenn auch geringen Unebenheiten, Gefällen und Neigungen, welche sich unmittelbar auf die Lage des Fahrzeuges auswirken. Die Fahrbahneigenschaften sind jedoch nur unter großem Aufwand messtechnisch erfassbar und können daher im Modell nicht berücksichtigt werden.

6.2 Fahrzustandsbeobachtung

Mithilfe der Fahrzustandsbeobachtung, welche in der Literatur auch als Fahrzustandsschätzung bezeichnet wird, können zum realen Vorgang äquivalente Größen berechnet werden, welche bei fahrdynamischen Untersuchungen messtechnisch nicht erfasst werden können. Bekannte Vertreter von Beobachtern sind das Kalman-Filter [38] und der Luenberger-Beobachter [51].

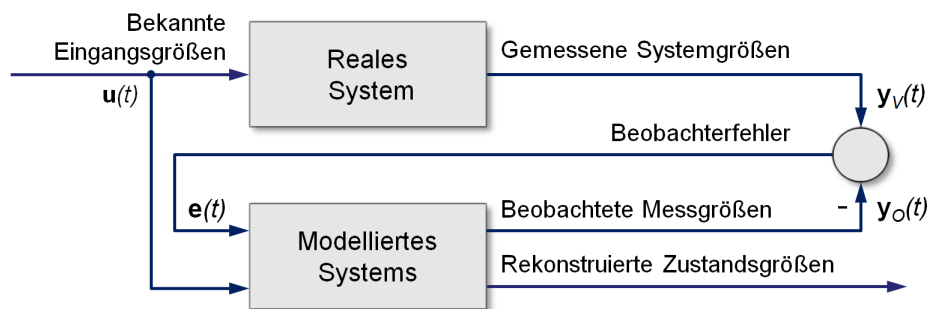


Abbildung 6.6: Grundlegende Struktur von Beobachtern

Die prinzipielle Funktionsweise von Beobachtern wird in Abbildung 6.6 verdeutlicht. Ausgehend von den bekannten oder gemessenen Eingangsgroessen $\mathbf{u}(t)$ wird mit einem Modell des Systems der geschätzte Zustand $\mathbf{x}_O(t)$ (in Abbildung 6.6 nicht dargestellt) bzw. Ausgang $\mathbf{y}_O(t)$ berechnet. Diese Groessen werden mit den Zustands- bzw. Ausgangsgroessen $\mathbf{y}_V(t)$ des realen Systems, welches auch mit Störungen behaftet ist, verglichen. Eine erforderliche Korrektur wird aus dem Beobachterfehler mit $\mathbf{e}(t) = \mathbf{y}_V(t) - \mathbf{y}_O(t)$ (der Differenz aus realem Verhalten und Schätzung) abgeleitet und in geeigneter Weise dem Modell zurückgeführt [52]. Diese Beobachter werden in zahlreichen Arbeiten zur Bestimmung des Fahrzustandes angewandt, wie auch von Göbel (2009) [23] dargestellt. Darin sind auch jene Ansätze beschrieben, welche robust gegenüber Änderungen der Fahrzeugparameter sind und die die notwendige Anpassungsfähigkeit bei Änderungen äußerer Parameter wie z.B. Fahrbahnneigung und Reibwert mitbringen. Voraussetzungen für diese Art von Zustandsbeobachtung sind die Darstellung des Systems als Zustandsraummodell sowie die Linearisierung des Modells um spezifische Arbeitspunkte. Eine ausführliche Beschreibung hierfür liefert Boßdorf-Zimmer (2007) [8].

Zentrales Element der in dieser Arbeit verfolgten Methode ist die Verwendung des in Kapitel 5 beschriebenen komplexen Zweispurmodells, welches in Kombination mit einer nichtlinearen Reifenmodellierung eine hohe Simulationsgüte auch im fahrdynamisch kritischen Bereich ermöglicht. Wie anhand der Untersuchungen in Abschnitt 6.1.4 gezeigt wird, kann diese hohe Simulationsgüte auch bei seiner Anwendung als Zustandsbeobachter erreicht werden. Diese Untersuchungen beziehen sich allerdings auf einen von Experten generierten Reifendatensatz, welcher die speziellen Eigenschaften des herrschenden Reifen-Fahrbahn-Kontaktes repräsentiert. In der Anwendung der hier entwickelten Methodik der Reifenparameteridentifikation wird jedoch zunächst ein beliebiger Reifendatensatz verwendet, welcher erst im Laufe des sequentiellen Prozesses (siehe Kapitel 7) optimiert wird. Durch eine eingangs fehlerhafte Reifenparametrierung kann daher der fahrdynamische Zustand des realen Systems mit dem Modell nicht zufriedenstellend nachgestellt werden. Um trotzdem den Fahrzustand des realen Systems simulieren zu können, wird das Fahrzeugmodell über den Zustandsregler, zusätzlich zu den eigentlichen Stellgrößen, mit korrigierenden Differenzstellgrößen beaufschlagt.

Aufgrund der Komplexität des Fahrzeugmodells und der nichtlinearen Kraftübertragung im Reifen-Fahrbahn-Kontakt ist die linearisierte Darstellung des Fahrzeugmodells im Zustandsraummodell bzw. die lineare Approximation der im Modell enthaltenen nichtlinearen Eigenschaften (Reifencharakteristik, elastokinematische Achscharakteristik, Federcharakteristik u.a.) nicht zweckmäßig bzw. möglich. Stattdessen wird eine Beobachtung ähnlich einer Vorsteuerung mit Kompensation umgesetzt, bei der das vorhandene komplexe Fahrzeugmodell Anwendung findet.

6.2.1 Funktionsprinzip des Beobachters

Der hier verfolgte Ansatz der Fahrzustandsbeobachtung weicht vom gängigen Vorgehen mit Zustandsraummodellen und deren Linearisierung ab, wenngleich die grundlegende Idee des Beobachtungsprinzips erhalten bleibt. Für die Identifikationsmethodik muss sichergestellt werden, dass das Fahrzeugmodell über die gesamte Laufzeit und somit auch im fahrdynamisch kritischen Bereich dem realen Zustand approximiert. Da jedoch in der verwendeten Struktur nur die vom Fahrer vorgebbaren Stellgrößen modifiziert werden sollen, gibt es im Vergleich zu einem Standardbeobachter gewisse Einschränkungen in der Korrekturmöglichkeit.

Für die Beobachtung des Fahrzustandes wird eine mathematische Beschreibung des Fahrzeuges, welches das im vorigen Kapitel beschriebene nichtlineare Zweispurmodell darstellt, mit gemessenen Stellgrößen $\mathbf{u}(t)$ beaufschlagt und der geschätzte dynamische Zustand $\mathbf{y}_O(t)$ berechnet. Aufgrund struktureller und parametrischer Fehler des Fahrzeug- bzw. des Reifenmodells sowie messtechnisch kaum erfassbarer Störgrößen $\mathbf{d}(t)$ weicht der dynamische Zustand des Modells vom realen System ab. Um dennoch gleiche Fahrzustän-

de zu erzielen, werden gemessene Ausgangsgrößen des realen Systems mit den berechneten Ausgangsgrößen des Modells verglichen und daraus der Fehler $\mathbf{e}(t) = \mathbf{y}_V(t) - \mathbf{y}_O(t)$ des Modells als Zustandsdifferenz bestimmt. Diese Fehler werden dem modellierten System als additive Stellgrößen $\mathbf{u}_{add}(t)$ (Korrekturterm) über eine geeignete Rückführverstärkung zugeführt. Dies kann somit eine Stabilisierung gegenüber dem realen Systemverhalten bewirken. Das Prinzip des Beobachters ist in Abbildung 6.7 dargestellt.

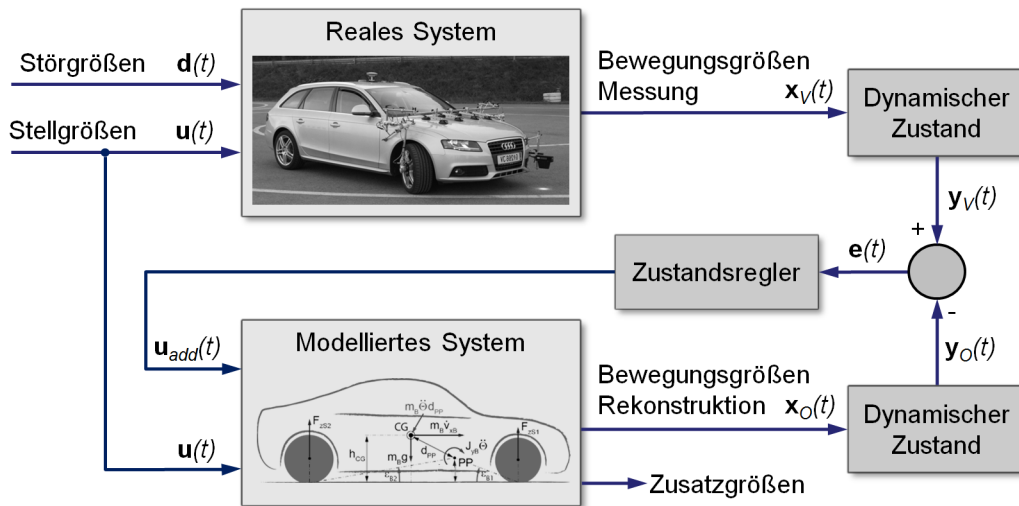


Abbildung 6.7: Schematische Darstellung des Zustandsbeobachters

6.2.2 Fahrzustandsregelung

Die Zustandsregelung beruht auf dem Zusammenwirken simulierter und realer Fahrzustände. Sie stellt sicher, dass das Fahrzeugmodell das SOLL-Verhalten des realen Fahrzeugs wiedergibt. Dafür erhält das nichtlineare Fahrzeugmodell mit dem Lenkradwinkel $\delta_{SW}(t)$, dem Motormoment $M_E(t)$ und den Bremsdrücken $p_{WBjk}(t)$ der Vorder- und Hinterräder dieselben Eingangsgrößen wie das reale Fahrzeug. Die Verwendung dieser Stellgrößen im Fahrzeugmodell entspricht einer Vorsteuerung. Durch die Vorsteuerung findet der für den jeweiligen Fahrzustand zu erwartende Stellgrößenbedarf Berücksichtigung, was das Führungsverhalten der Strecke wesentlich verbessert.

Das Fahrzeugmodell generiert sämtliche für die Identifikation der Reifeneigenschaften relevanten Größen, darunter auch die für die Zustandsregelung erforderlichen Größen der Längsgeschwindigkeit $v_{xB}(t)$ und der Gierrate $\omega_{zB}(t)$, welche im Ausgangsvektor $\mathbf{y}_O(t)$ abgebildet sind:

$$\mathbf{y}_O(t) = \begin{bmatrix} v_{xB,O}(t) \\ \omega_{zB,O}(t) \end{bmatrix} \quad (6.3)$$

Im realen Fahrzeug werden diese Größen mit entsprechender Messtechnik laut Abschnitt 4.1.1 als Zustandsgrößen erfasst und bilden den Führungsgrößenvektor $\mathbf{y}_V(t)$:

$$\mathbf{y}_V(t) = \begin{bmatrix} v_{xB,V}(t) \\ \omega_{zB,V}(t) \end{bmatrix} \quad (6.4)$$

Die Aufgabe der Regelung besteht nun in der Einregelung des Führungsgrößenvektors. Einerseits durch die Verwendung des nichtlinearen Fahrzeugmodells und andererseits durch die Nutzung der gemessenen Stellgrößen als Modelleingänge (Vorsteuerung) ist der bleibende Fehler beschränkt, weshalb lineare Regler, in diesem Fall Proportionalregler mit der Verstärkung \mathbf{k}_P , für die Kompensation der fahrdynamischen Zustandsabweichungen verwendet werden können. Die Reglerstellgröße bzw. der additive Stellgrößenvektor $\mathbf{u}_{add}(t)$ besteht somit aus der mit \mathbf{k}_P verstärkten Rückführung der Zustandsdifferenz $\mathbf{e}(t)$. Der Regler, welcher neben den Stellgrößen $\mathbf{u}(t)$ aus der Fahrzeugmessung die zusätzlichen Stellgrößenanteile liefert, muss damit nur noch unbekannte äußere Einflüsse bzw. eine fehlerhafte Reifenparametrierung ausregeln.

Für die Auslegung der Reglerparameter stehen grundsätzlich verschiedene lineare Verfahren wie Polvorgabe oder Riccati-Entwurf zu Verfügung [17], welche allerdings die Linearisierung des Fahrdynamikmodells um einen Arbeitspunkt erfordern. Durch die Vorsteuerung wird aber bereits ein gutes Führungsverhalten erzielt, weshalb mit der Regelung nur noch Modellungenauigkeiten wie die fehlerhafte Reifenmodellparametrierung und sonstige Störungen auszugleichen sind. Dies ermöglicht eine separate Betrachtung der beiden Zustandsgrößen, wodurch die Auslegung der Reglerparameter ebenso separat erfolgen kann. Die Regelung der Längs- und Gierdynamik erfolgt somit über jeweils einen P-Regler mit den Parametern k_{Pv} für die Geschwindigkeitsdifferenz und $k_{P\omega}$ für die Gierratendifferenz.

$$\mathbf{k}_P = \begin{bmatrix} k_{Pv} & 0 \\ 0 & k_{P\omega} \end{bmatrix} \quad (6.5)$$

Die Kompensation der Längsgeschwindigkeitsdifferenz Δv_{xB} erfolgt über die Anpassung des Motormomentes M_E bzw. der Bremsdrücke p_{WBjk} . Sofern keine Betätigung des Bremspedals stattfindet, erfolgt die Geschwindigkeitsregelung über das Antriebsmoment. Wird jedoch ein Bremsmanöver aufgrund des ansteigenden Bremsdruck detektiert, so wird die Geschwindigkeit des Fahrzeuges über den Bremsdruck geregelt. Sowohl für die Regelung über das Motormoment als auch über den Bremsdruck ist entscheidend, dass die Summe der an den Rädern wirkenden Momente zum entsprechenden Geschwindigkeitsverlauf führen. Die Abweichung der Gierrate $\Delta\omega_{zB}$ des Modells wird über die Anpassung des Lenkradwinkels δ_{SW} minimiert. Hierbei wird nur die Rotation des Fahrzeuges um dessen Hochachse verändert, das längsdynamische Verhalten bleibt unberührt. Durch diese Entkopplung der beiden Regelungen können deren Parameter voneinander unabhängig bestimmt werden.

Die Dimensionierung der P-Regler erfolgt nach der zweiten Einstellregel der *Ziegler-Nichols* Methode [34]. Benötigte Informationen zur Reglerdimensionierung werden hierbei

aus der Sprungantwort der Strecke bezogen. Eine schematische Darstellung des Sprunges sowie der Sprungantwort des offenen Regelkreises mit den relevanten Parametern ist in Abbildung 6.8 ersichtlich.

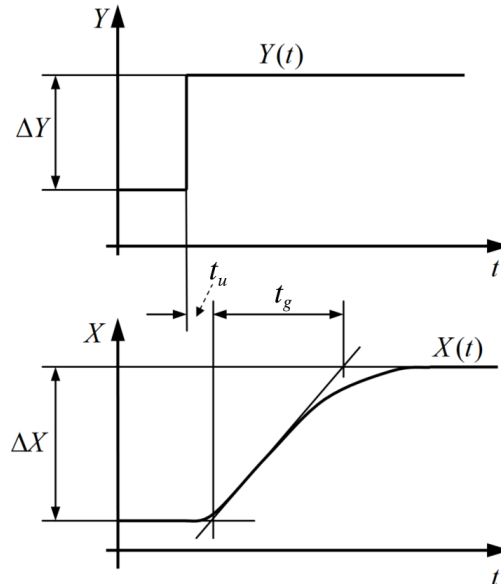


Abbildung 6.8: Sprungantwort und Wendetangente zur Reglerdimensionierung

Mit der Methode nach *Ziegler-Nichols* können ohne genaue Kenntnis der Regelstrecke durch Versuche die relevanten Parameter k_s (Verstärkung), t_u (Verzugszeit) und t_g (Ausgleichszeit) experimentell bestimmt werden. Dafür wird der Regelkreis geöffnet und die Antwort des Gesamtsystems bei einem Sprungeingang des Motormomentes und des Bremsdruckes sowie des Lenkradwinkels aufgenommen. Anhand der Wendetangente in der Sprungantwort werden die Kenngrößen t_u und t_g laut Abbildung 6.8 ermittelt. Damit ergibt sich eine angemessene P-Regler-Verstärkung k_P wie folgt:

$$k_P = \frac{t_g}{k_s \cdot t_u} \quad (6.6)$$

Der Verstärkungsparameter k_s in Gleichung 6.6 wird aus der stationären Änderung von Ausgangsgröße Y zu Eingangsgröße X bezogen:

$$k_s = \frac{\Delta X}{\Delta Y} \quad (6.7)$$

Für die Regelstrecke ergibt sich anhand der Einstellregel für P-Regler die grundlegende Reglerdimensionierung. Da es sich bei dieser Methode um ein Faustformelverfahren handelt, sind die ermittelten Reglerparameter als Ausgangspunkt für die endgültige Dimensionierung zu verstehen. Nach Anwendung dieses Verfahrens bei verschiedenen Fahrgeschwindigkeiten werden die Verstärkungsfaktoren manuell nachjustiert, um eine stabile

und schnelle Regelung der Fahrdynamik über den gesamten Geschwindigkeitsbereich der quasistationären Fahrmanöver sicherzustellen. Für das in dieser Arbeit verwendete Fahrzeugmodell als Regelstrecke ergeben sich nach manueller Nachbearbeitung die Reglerparameter nach Tabelle 6.1 für Längs- und Gierdynamik.

<i>Reglerparameter</i>	<i>Wert</i>
k_{Pv}	75
$k_{P\omega}$	15

Tabelle 6.1: Reglerparameter für die fahrdynamische Regelung von Geschwindigkeit und Gierrate

Das Übertragungsverhalten des Fahrzeugmodells beim Beschleunigen unterscheidet sich von jenem beim Bremsen. Das Fahrzeugmodell beinhaltet daher einen zusätzlichen Verstärkungsfaktor k_{PvB} . Dieser erhöht die P-Reglerverstärkung k_{Pv} um den Faktor 1,3 für die Längsdynamikregelung über das Bremsdrucksignal.

Bei der Wahl der Reglerparameter muss sichergestellt werden, dass die Regelstrecke stabil bleibt. Die Verstärkungsfaktoren k_{Pv} und $k_{P\omega}$ müssen somit für sämtliche quasistationären Fahrzustände, unabhängig von Fahrgeschwindigkeit und Stellgrößenamplituden, Gültigkeit besitzen. Im folgenden Abschnitt erfolgt die Überprüfung dieser Gültigkeit mit dem geschlossenen Regelkreis anhand ausgewählter Fahrmanöver.

6.2.3 Überprüfung der Zustandsregelung

Die Zustandsregelung für die Längs- und Gierdynamik wird mit Messdaten aus dem Fahrversuch anhand von vier Fahrmanövern validiert. Mit einer Beschleunigung und einer Verzögerung auf der Geraden stehen zwei Manöver zur Auswahl, welche sich für die Überprüfung der Geschwindigkeitsregelung eignen. Für die Überprüfung der Gierdynamikregelung werden die quasistationäre Kreisfahrt und die Wedelfahrt als querdynamische Manöver untersucht. Die Reglerparameter sind bei allen Versuchen dieselben.

In den folgenden Abbildungen sind die Ergebnisse aus Messung und Simulation gegenübergestellt. Die schwarzen Kurven repräsentieren die Ergebnisse aus den Fahrzeugmessungen. In blau sind jene Simulationsergebnisse dargestellt, welche ohne Zustandsregelung erzielt werden, in rot jene mit geregelter Längsgeschwindigkeit bzw. Gierrate.

Beschleunigen auf der Geraden

Dieses Manöver beschreibt bei einer Startgeschwindigkeit von $5 \frac{m}{s}$ eine mäßige Beschleunigung mit $1 \frac{m}{s^2}$. Nach einer Zeit von $8 s$ erreicht das Fahrzeug eine Geschwindigkeit von $16,5 \frac{m}{s}$ und verharrt in diesem Zustand für $2 s$.

Die linke Darstellung in Abbildung 6.9 zeigt den Vergleich der Längsgeschwindigkeiten. Das Fahrzeugmodell ohne Längsdynamikregelung liefert zunächst aufgrund einer fehlerhaften Reifenmodellparametrierung einen deutlich vom realen Fahrzeug abweichenden Geschwindigkeitsverlauf. Mit längsdynamischer Zustandsregelung sind die Geschwindigkeiten hingegen nahezu deckungsgleich.

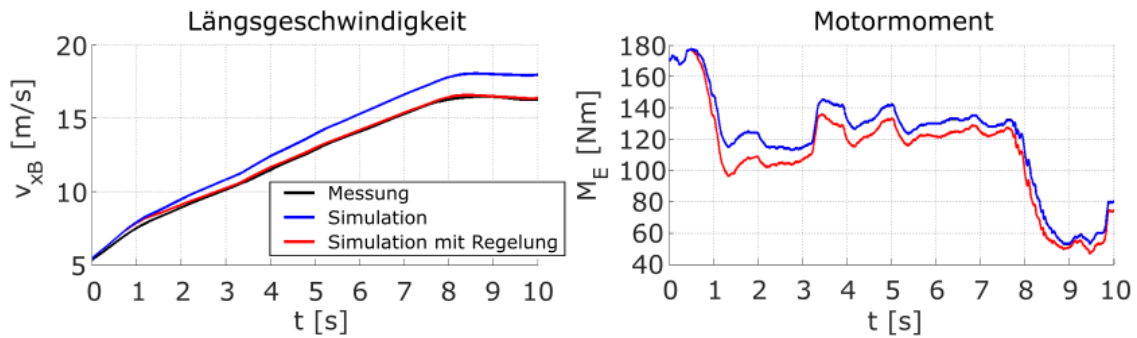


Abbildung 6.9: Zustandsgröße v_{xB} und Stellgröße M_E mit aktiver und inaktiver Längsdynamikregelung bei Beschleunigungsmanöver

Das Motormoment (rechte Darstellung in Abbildung 6.9) ist eine Eingangsgröße des Fahrzeugmodells, weshalb der Kurvenverlauf der Simulation ohne Regelung (blau) identisch zur Messung ist. Das Ergebnis mit aktiver Regelung (rot) zeigt, wie das Motomoment modifiziert bzw. in diesem Fall reduziert werden muss, damit die Zustandsgrößen in Simulation und Messung übereinstimmen.

Bremsen auf der Geraden

Ausgehend von einer Anfangsgeschwindigkeit von $23 \frac{m}{s}$ wird das Fahrzeug innerhalb von $6 s$ bis zum Stillstand verzögert. Die negative Beschleunigung baut sich in den anfänglichen $0,5 s$ linear auf und bleibt danach konstant bei $4 \frac{m}{s^2}$.

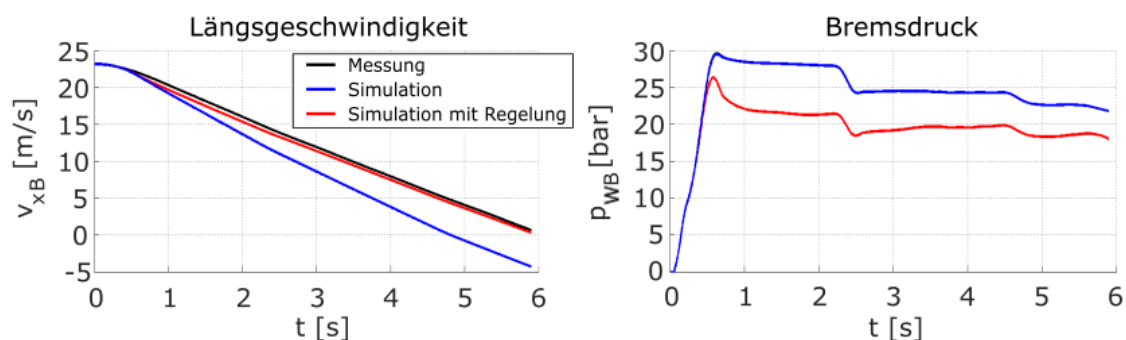


Abbildung 6.10: Zustandsgröße v_{xB} und Stellgröße p_B mit aktiver und inaktiver Längsdynamikregelung bei Verzögerungsmanöver

Mit der Auswertung laut Abbildung 6.10 zeigt sich ein ähnliches Bild wie beim zu-

vor beschriebenen Beschleunigungsmanöver. Ohne Zustandsregelung ist eine deutliche Abweichung des Geschwindigkeitsverlaufes erkennbar. Die Simulation zeigt hier eine stärkere Verzögerung, als sie im Realversuch auftritt. Der gemessene Bremsdruck als Eingangsgröße erzeugt im Modell ein zu hohes Bremsmoment. Mit der längsdynamischen Regelung gelingt es jedoch den Bremsdruck soweit zu reduzieren, dass das reale Geschwindigkeitsverhalten rekonstruiert werden kann.

Quasistationäre Kreisfahrt

Bei diesem Manöver wird das Fahrzeug auf einer Kreisbahn bewegt, wobei die Geschwindigkeit kontinuierlich bis zum Erreichen des maximalen Querkraftpotentials gesteigert wird. Von einer Anfangsgeschwindigkeit mit ca. $6 \frac{m}{s}$ erfolgt über $52 s$ eine Geschwindigkeitssteigerung auf $17 \frac{m}{s}$. Die Längsbeschleunigung beträgt dabei lediglich $0,2 \frac{m}{s^2}$, weshalb das Manöver als quasistationär bezeichnet werden kann. Durch die steigende Geschwindigkeit bei gleichbleibendem Bahnradius wird mit $9 \frac{m}{s^2}$ die maximale Querbeschleunigung erreicht. Diese Ergebnisse sind in Abbildung 6.11 ersichtlich. Um die Gegenüberstellung der Querbeschleunigungsverläufe aus Messung und Simulation zu verdeutlichen, beziehen sich diese Ergebnisse auf Simulationen mit aktivierter Gier- und Längsdynamikregelung. Dies zeigen auch die nahezu deckungsgleichen Geschwindigkeitsverläufe in der linken Darstellung von Abbildung 6.11.

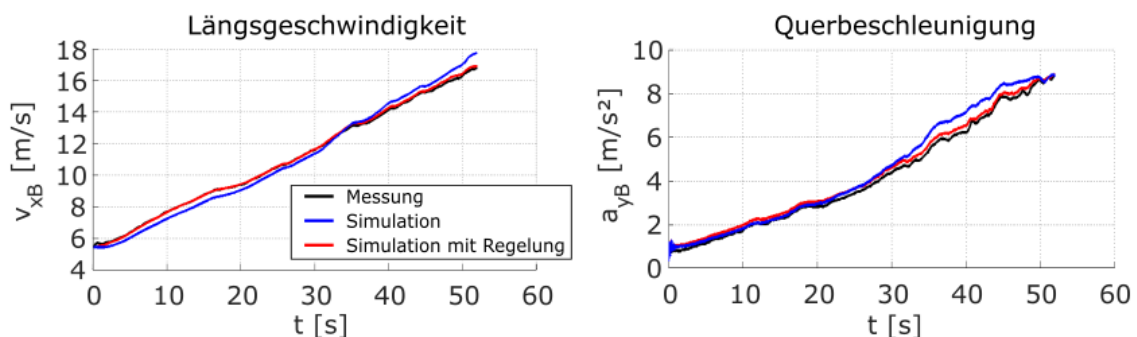


Abbildung 6.11: Zustandsgrößen v_{xB} und a_{yB} mit aktiver und inaktiver Längs- und Gierdynamikregelung bei quasistationärer Kreisfahrt

Bemerkenswert an dieser Stelle ist die mit Längsgeschwindigkeits- und Gierratenregelung erzielbare Genauigkeit der Querbeschleunigung, wie in der rechten Darstellung von Abbildung 6.11 verdeutlicht. Sie zeigt, dass auch ohne direkte Regelung der Querbeschleunigung, deren Verlauf nachgebildet werden kann.

Betrachtet man den Gierratenverlauf in Abbildung 6.12, so ist erkennbar, dass im Bereich bis ca. $20 s$, worin die linearen Fahreigenschaften angesprochen werden, die Gierrate auch ohne Regelung zufriedenstellend nachgestellt werden könnte. Ab diesem Zeitpunkt, und aufgrund der weiteren Geschwindigkeitszunahme im nichtlinearen Kraftübertragungs-

bereich, erfährt das Fahrzeugmodell ohne Regelung jedoch eine zu hohe Drehgeschwindigkeit um dessen Hochachse. Um diesem Verhalten entgegenzuwirken wird der vom Fahrer aufgebrachte Lenkradwinkel, wie in der rechten Darstellung von Abbildung 6.12 ersichtlich, reduziert und bringt somit den gewünschten Verlauf der Gierrate. Wie schon beim Motormoment sei an dieser Stelle nochmal darauf hingewiesen, dass der gemessene Lenkradwinkel eine Eingangsgröße des Fahrzeugmodells ist und daher deckungsgleich mit dem Lenkwinkelverlauf in der Simulation ohne Regelung ist.

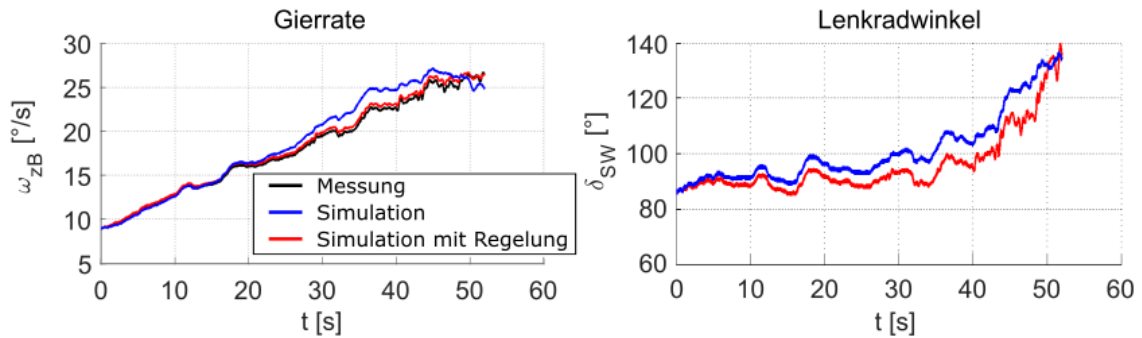


Abbildung 6.12: Zustandsgröße ω_{zB} und Stellgröße δ_{SW} mit aktiver und inaktiver Gierdynamikregelung bei quasistationärer Kreisfahrt

Wedelfahrt

Beim der Wedelfahrt wird ein sinusähnlicher Lenkradwinkel bei konstanter Fahrgeschwindigkeit aufgebracht. Die hier dargestellten Ergebnisse beziehen sich auf eine Fahrgeschwindigkeit von ca. $17 \frac{m}{s}$ bei einer Amplitude der Querschleunigung von ca. $8 \frac{m}{s^2}$.

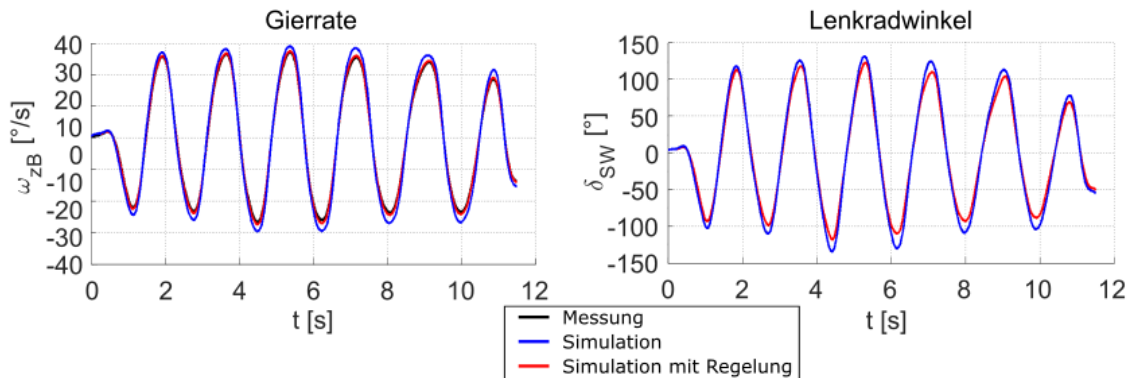


Abbildung 6.13: Zustandsgrößen ω_{zB} und Stellgröße δ_{SW} mit aktiver und inaktiver Längs- und Gierdynamikregelung bei Wedelfahrt

Wie Abbildung 6.13 zeigt, ist die Gierrate des Fahrzeugmodells ohne Regelung zu hoch. Dieses Modellverhalten ist grundsätzlich schon aufgrund des Ergebnisses bei der quasistationären Kreisfahrt zu erwarten. Auch in diesem Fall wird der Lenkradwinkel des

Modells durch den Regler reduziert, was zu einer präzisen Nachbildung der gemessenen Gierrate führt.

6.3 Anwendung der Fahrzustandsbeobachtung

Wie in diesem Kapitel bisher gezeigt wurde, gelingt es mit einem Zweispurmodell und unter Berücksichtigung der elastokinematischen Fahrwerkseigenschaften den realen Fahrzustand zu rekonstruieren. Voraussetzung dafür ist die exakte Beschreibung der Kraftübertragung im Reifen-Fahrbahn-Kontakt, welche durch das entsprechend parametrisierte Reifenmodell sichergestellt wird. Bei fehlerhafter Parametrierung weicht das simulierte Fahrverhalten jedoch vom realen Fahrverhalten ab. Durch die Fahrzustandsbeobachtung und dem zugehörigen Fahrregler für die Längs- und Gierdynamik gelingt es trotzdem den Fahrzustand des realen Fahrzeuges mit dem Fahrzeugmodell durch variierte Stellgrößen wiederzugeben.

Durch die Optimierung der Reifenparameter werden die Regeldifferenzen, welche die fahrdynamischen Abweichungen darstellen, minimiert. Dieses Prinzip macht es notwendig, dass Störungen und Rauschen in den Messsignalen soweit wie möglich bereits vor dem Eingang in den Beobachter eliminiert werden. Messfehler und schnelle Fahrzustandswechsel haben hier einen großen Einfluss. Systematische Messfehler werden bei der Messung durch Kalibrierung und das Messrauschen durch entsprechende Filterung reduziert. Zu den Störungen zählen insbesondere Schaltvorgänge, deren Modellierung schwierig und ungenau ist. Daher werden die Zeitbereiche mit Schaltvorgängen nicht für die Optimierung der Reifenparameter herangezogen.

Der Prozess der Parameteridentifikation gliedert sich wie erwähnt in die Optimierung der linearen und nichtlinearen Reifeneigenschaften. Zusätzlich wird noch zwischen den Reifeneigenschaften in Umfangsrichtung und Querrichtung unterschieden, wobei für die Zustandsregelung zwei verschiedene Regelstrategien angewandt werden, welche in den folgenden zwei Abschnitten erläutert werden.

6.3.1 Regelstrategie für die Reifenidentifikation in Umfangsrichtung

Für die Identifikation der Reifeneigenschaften in Umfangsrichtung werden die Manöver Geradeausbremsen und Geradeausbeschleunigen herangezogen (siehe Abschnitt 4.2.1). Hierbei ist entscheidend, dass zum einen keine querdynamischen Einflüsse die Eigenschaften des Reifens in Umfangsrichtung verfälschen und zum anderen, dass die Längsgeschwindigkeit des Realfahrzeuges präzise nachgebildet werden kann. Daher wird sowohl die Längsdynamikregelung als auch die Gierdynamikregelung angewendet.

Die Verwendung der Längsdynamikregelung zur Identifikation der Reifenparameter in Umfangsrichtung erscheint auf den ersten Blick als ungeeignet, da dadurch die Längsgeschwindigkeit auch ohne Optimierung der Reifeneigenschaften rekonstruiert wird. Tatsäch-

lich wird das Gütefunktional jedoch aus den Raddrehzahlen gebildet (vgl. Abschnitt 7.3.1). Durch die Sicherstellung der korrekten Längsgeschwindigkeit und dem vorab bestimmten dynamischen Rollradius (vgl. Abschnitt 6.1.2) werden die Eigenschaften des Reifens in Umfangsrichtung durch das Anpassen der Raddrehzahlen relativ einfach identifiziert.

Durch die Gierdynamikregelung ist sichergestellt, dass das Fahrzeugmodell keine unerwünschten Drehbewegungen erfährt, wie sie bei hohen Beschleunigungen bzw. Verzögerungen auftreten können. Das Fahrzeugmodell folgt somit dem Kurs mit korrektem Geschwindigkeitsprofil. Mögliche Abweichungen der simulierten Raddrehzahlen können damit auf die modellierten Eigenschaften des Reifens in Umfangsrichtung zurückgeführt werden.

6.3.2 Regelstrategie für die Reifenidentifikation in Querrichtung

Zur Identifikation der Reifeneigenschaften in Querrichtung eignet sich das Manöver Sinuslenken (oder auch Wedelfahrt) und das Befahren eines Handlingkurses nach Abschnitt 4.2.2. Hierbei sind längsdynamische Einflüsse zu vermeiden, die Fahrmanöver sind daher ohne abrupte Geschwindigkeitsänderung durchzuführen. Entscheidend ist hier die exakte Fahrgeschwindigkeit, weshalb die Längsdynamikregelung anzuwenden ist.

Durch die Längsdynamikregelung kann jene Längsgeschwindigkeit simuliert werden, welche der gemessenen Geschwindigkeit des Realfahrzeuges entspricht. Verbleibende Abweichungen des simulierten querdynamischen Fahrzustands können auf die Eigenschaften des Reifens in dessen Querrichtung zurückgeführt werden. Hier sei vor allem der Schwimmwinkel erwähnt, welcher sich aus der Längs- und Quergeschwindigkeit des Fahrzeugs zusammensetzt. Dieser Schwimmwinkel ist Bestandteil des Gütefunktionals zur Parameteridentifikation (siehe Abschnitt 7.3.1) und erfordert daher einen präzisen Längsgeschwindigkeitsverlauf, um längsdynamische Unzulänglichkeiten nicht in die Parameteroptimierung des querdynamischen Reifenverhaltens einfließen zu lassen.

Kapitel 7

Identifikation der Reifenparameter

Dieses Kapitel widmet sich dem Prozess der Identifikation von Reifenparametern aus fahrdynamischen Messungen. Entscheidend dafür ist die Charakterisierung der Kraftübertragung zwischen Reifen und Fahrbahn, weshalb eingangs auf dessen Modellierung durch Handling-Reifenmodelle eingegangen wird. Anschließend erfolgt die Bestimmung des für den jeweiligen Reifen-Fahrbahn-Kontakt gültigen Kraftübertragungsverhaltens anhand eines evolutionären Optimierers. Dabei wird ebenso auf die Gütefunktionale für die Optimierung wie auch auf die Einteilung der fahrdynamischen Zustände in lineare und nichtlineare Lastbereiche eingegangen. Am Ende dieses Kapitels erfolgt die Beschreibung des Verfahrens der Parameteridentifikation.

7.1 Modellierung der Reifenkraftübertragung

Der Reifen hat die Aufgabe sämtliche Kräfte und Momente zwischen Fahrzeug und Fahrbahn zu übertragen. Die dafür notwendige Modellierung der rotatorischen und translatorischen Bewegung des Rades, welche die fahrzeugseitigen Eingangsgrößen des Reifenmodells darstellen, sind in Abschnitt 5.1.6 beschrieben. Durch die Art bzw. Charakteristik der Kraft- und Momentübertragung bestimmt der Reifen maßgeblich das dynamische Verhalten des Fahrzeuges. Die Modellierung der Kraftübertragung kann auf unterschiedliche Weise erfolgen. Eine entsprechende Übersicht verschiedener Modelle findet sich in Abschnitt 2.3.

Die Kraft- und Momentübertragung des Reifens resultiert im Wesentlichen aus dessen Verformung. Für eine physikalische Beschreibung dieser Verformung müssen die Geometrie des Reifens, vor allem aber seine Materialeigenschaften exakt modelliert werden. Die Modellierung dieser Eigenschaften in Zusammenhang mit äußeren Einflussfaktoren und variierenden Betriebszuständen des Reifens sind jedoch hoch komplex und erfordern eine Vielzahl an spezifischen Reifenparametern. Aufgrund dieser hohen Komplexität in Kombination mit einer teilweise unsicheren Parametrierung kann im Bereich der Fahrdynamik oft nicht das gewünschte Resultat erzielt werden.

Für fahrdynamische Untersuchungen eignen sich daher empirische Reifenmodelle, welche auch als Handling-Reifenmodelle bezeichnet werden. Der Reifen-Fahrbahn-Kontakt wird bei diesen Modellen üblicherweise als Punktkontakt dargestellt. Die sich aufgrund der Modelleingangsgrößen ergebenden Kräfte und Momente im Latsch sind durch parameterabhängige Terme beschrieben, welche sowohl rein mathematische als auch semi-physikalische Zusammenhänge berücksichtigen können. Die charakteristischen Kraft- und Momentverläufe sind dabei typischerweise über mathematische Funktionen approximiert. Im Folgenden werden mit MF-Tyre und TMeasy zwei Vertreter aus der Gruppe der empirischen Reifenmodelle beschrieben, die für die Methode der Identifikation von Reifeneigenschaften aus fahrdynamischen Messungen ihre Anwendung finden sollen.

7.1.1 Handling-Reifenmodell MF-Tyre

Das Reifenmodell MF-Tyre erlaubt eine sehr genaue Beschreibung der Fahrbahnkontaktkräfte durch Reifenkennlinien. Deren Ansatzfunktionen beruhen auf der allgemeingültigen Grundformel, der sog. Magic Formula (MF) [60, 61]. Diese Formel eignet sich sowohl für die Beschreibung der Umfangs- als auch Querkräfte und lautet wie folgt:

$$y(x) = D \cdot \sin \{C \cdot \arctan [B \cdot x - E \cdot (B \cdot x - \arctan (B \cdot x))]\} \quad (7.1)$$

Die Grundformel beschreibt mit y entweder die Umfangs- oder Querkraft. Die unabhängige Variable x repräsentiert für das Umfangskraftübertragungsverhalten den Umfangsschlupf des Reifens und für das Querkraftübertragungsverhalten den Schräglaufwinkel. Die weiteren in Gleichung 7.1 enthaltenen Faktoren werden für die Beeinflussung der Kurvencharakteristik verwendet und sind folgend definiert: D beschreibt die maximal übertragbare Umfangs- oder Querkraft an der Stelle x_m (Schlupf bei Maximalkraft). Mit C wird der Formfaktor der Kurve festgelegt, welcher sich aus der Asymptote y_a (Kraftübertragung bei Sättigung) und dem Maximum D ergibt und für die Auswahl der zu ermittelnden Reifenkraft oder des Moments herangezogen wird. B ist ein Koeffizient, um in der Form BCD die Reifensteifigkeit anzupassen und mit E wird die Krümmung der Kraftübertragungskurve festgelegt.

Die Magic Formula nach Gleichung 7.1 beschreibt den Kurvenverlauf durch dessen Ursprung und ist somit Punktsymmetrisch: $y(x) = -y(-x)$. Für die Beschreibung von sog. Nullseitenkräften aufgrund von Reifenkonizitäten oder Lageneffekten führt die Kennlinie der Reifenkraft jedoch nicht durch den Ursprung. Für die Berücksichtigung dieser Abweichung wird die Nullpunktverschiebung entlang der Abszisse und Ordinate angewandt:

$$Y(X) = y(x + S_H) + S_V \quad (7.2)$$

Die Bedeutung einiger Koeffizienten der Magic Formula kann dem Kurvenverlauf in

Abbildung 7.1 entnommen werden.

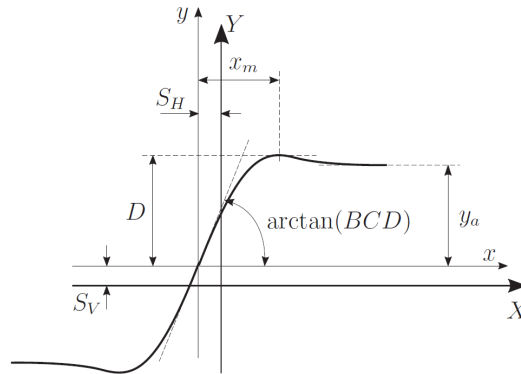


Abbildung 7.1: Magic Formula Kurvenverlauf zur Darstellung der Schlupfkennlinie [77]

Die asymptotische Annäherung der Kurve an deren Sättigung erfolgt über den Parameter C mit

$$C = 2 - \frac{2}{\pi} \cdot \arcsin\left(\frac{y_a}{D}\right). \quad (7.3)$$

Der Krümmungsfaktor E errechnet sich mit

$$E = \frac{B \cdot x_m - \tan\left(\frac{\pi}{2C}\right)}{B \cdot x_m - \arctan(B \cdot x_m)}. \quad (7.4)$$

Die Verläufe von Antriebskraft und Bremskraft sind grundsätzlich asymmetrisch. Um diese unterschiedlichen Verläufe berücksichtigen zu können, ist der Formfaktor E von der Schlupfrichtung abhängig:

$$E = E_0 + \Delta E \cdot \text{sign}(x) \quad (7.5)$$

Das Produkt BCD entspricht der Steigung der Kurve in deren Ursprung und repräsentiert die Reifensteifigkeit K . Der Reifensteifigkeitsfaktor B ergibt sich somit aus der Beziehung

$$B = \frac{K}{C \cdot D}. \quad (7.6)$$

Der Parameter D setzt sich aus dem Produkt der Radaufstandskraft und dem Reibungskoeffizienten in Umfangs- bzw. Querrichtung zusammen:

$$D = F_z \cdot \mu \quad (7.7)$$

An Gleichung 7.7 ist zu erkennen, dass die maximal übertragbare Umfangs- oder Querkraft von der Radaufstandskraft und dem Reibungskoeffizienten abhängig ist. Neben dem Koeffizienten D sind somit auch die restlichen charakteristischen Koeffizienten B , C und E sowie S_H und S_V keine Konstanten. Zudem ist der Einfluss der Aufstandskraft F_z auf die Reifenkräfte in Umfangs- und Querrichtung degressiver Art und daher in der Beschreibung der Koeffizienten zu berücksichtigen. Aufgrund dessen beinhaltet jeder dieser Koeffizienten

fizienten zumindest zwei weitere Parameter, wobei ersterer sich stets auf die Nominallast F_{z0} bezieht und die weiteren Parameter die Abhängigkeit von der Radlast berücksichtigen. Für eine ausführliche Beschreibung dieser Zusammenhänge sei an dieser Stelle auf die entsprechende Literatur [60, 61, 62] verwiesen. Für die analytische Beschreibung anhand der Magic Formula nach Gleichung 7.1 sind 15 essentielle Parameter notwendig, um die Kennlinie der Umfangskraft vollständig zu parametrieren sowie 18 Parameter für die Querkraftkennlinie.

7.1.2 Handling-Reifenmodell TMeasy

Das semi-physikalische Reifenmodell TMeasy [28, 29] ermöglicht eine einfache, echtzeitfähige und trotzdem gute Modellierung der Reifeneigenschaften für fahrdynamische Simulationen. Mit einer vergleichsweise geringen Anzahl an Parametern ermöglicht TMeasy die Darstellung der Kontaktkräfte in Umfangs- und Querrichtung. Kombinierte Reifenkräfte werden über eine generalisierte Schlupfdefinition dargestellt und erfordern somit (im Gegensatz zu MF-Tyre) keine weiteren Parameter. Dieses Modell bildet damit einen guten Kompromiss zwischen schneller Berechnungszeit, Genauigkeit und Einfachheit.

TMeasy geht von einer ebenen Kontaktfläche aus, deren Normalvektor über vier Kontaktpunkte im Latsch bestimmt wird. Dieser Flächennormalvektor, mit Ursprung im geometrischen Kontaktpunkt P , bestimmt in Verbindung mit der Rotationsachse das Bezugssystem des Rades für die Reifenkräfte sowie den Radsturz. Der geometrische Kontaktpunkt P (als Aufstandspunkt) liegt dabei stets im statischen Kontakt, in dem die resultierende Radaufstandskraft F_z angreift. Damit findet auch die Einfederung Δz des Reifens Berücksichtigung, wie in Abbildung 7.2 dargestellt ist. Der dynamische Rollradius r_{dyn} wird über die gewichtete Summe aus statischem Radius r_s und unbelastetem Radius r_0 gemäß 6.1 bestimmt.

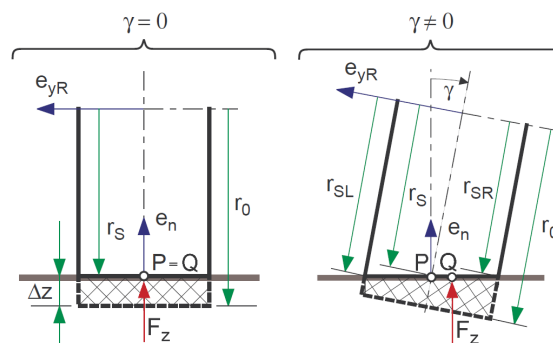


Abbildung 7.2: Radeinfederung und statischer Kontaktpunkt in TMeasy [30]

Die aus Abbildung 7.2 zu entnehmende Radaufstandskraft normal zur Kontaktfläche entspricht mit $F_z = F_{zS} + F_{zD}$ der Summe aus statischen und dynamischen Kraftanteilen. Der statische Anteil F_{zS} beschreibt eine nichtlineare Funktion der Reifeneinfederung Δz .

Der dynamische Anteil F_{zD} entspricht einer approximierten Dämpfungskraft, welche zur zeitlichen Ableitung $\Delta\dot{z}$ der Einfederung proportional ist.

Die Umfangskraft mit $F_x = F_x(s_x)$ sowie die Querkraft mit $F_y = F_y(s_y)$ werden als Funktion von Umfangs- bzw. Querschlupf beschrieben. Deren Parametrierung erfolgt über wenige charakteristische und eindeutig interpretierbare Größen, welche in Abbildung 7.3 anhand der Reifencharakteristiken dargestellt sind:

- dF_{x0} und dF_{y0} ... Reifensteifigkeit (Anfangssteigung der Kurve)
- F_{xM} und F_{yM} ... maximal übertragbare Umfangs- bzw. Querkraft
- s_{xM} und s_{yM} ... Umfangs- bzw. Querschlupf bei maximaler Kraftübertragung
- F_{xS} und F_{yS} ... übertragbare Umfangs- bzw. Querkraft im Gleitbereich
- s_{xS} und s_{yS} ... Umfangs- bzw. Querschlupf des Gleitbereiches

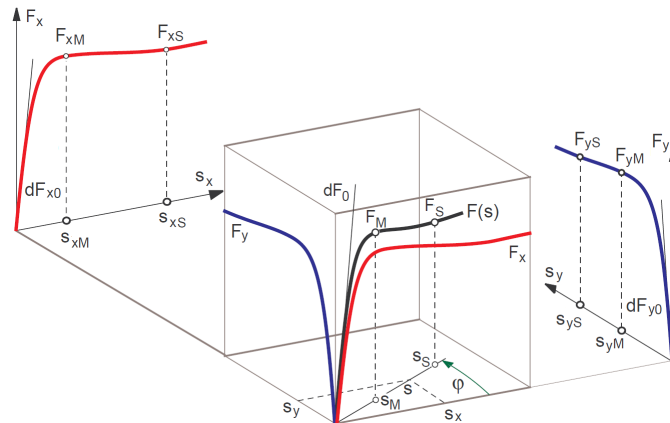


Abbildung 7.3: Modellierung der quasi-stationären Kraftübertragung mit TMeasy durch generalisierte Reifencharakteristik [29]

7.1.3 Einfaches Reifenmodell TMsimple

Die Berechnung der Reifenkräfte in Umfangs- bzw. Querrichtung erfolgt am Beispiel des vereinfachten Reifenmodells TMsimple [31], wobei der Sturzeinfluss vernachlässigt wird. Die allgemeine Gleichung zur Berechnung der horizontalen Kräfte im Radaufstandspunkt lautet:

$$Y(X) = Y_{max} \cdot \sin[B(1 - e^{-\frac{|X|}{A}}) \cdot \text{sign}(X)] \quad (7.8)$$

Die Variable Y repräsentiert die Umfangskraft F_x bzw. die Querkraft F_y , X beschreibt den zur jeweiligen Kraft gehörigen Schlupf s_x oder s_y . Wie die Bezeichnung des Koeffizienten Y_{max} schon erahnen lässt, beschreibt dieser die maximal übertragbare Umfangskraft F_{xM} oder Querkraft F_{yM} bei nominaler Radlast F_{z0} . Die weiteren Koeffizienten A und B in Gleichung 7.8, welche sich auf die physikalischen Größen beziehen, ergeben sich aus

$$A = \frac{1}{dY_0} \cdot Y_{max} \cdot B \quad (7.9)$$

und

$$B = \pi - \arcsin\left(\frac{Y_\infty}{Y_{max}}\right), \quad (7.10)$$

wobei dY_0 die Reifensteifigkeit als Anfangssteigung der Kurve (dF_{x0} bzw. dF_{y0}) und Y_∞ die maximal übertragbare Horizontalkraft im Gleitbereich (F_{xM} bzw. F_{yM}) darstellt.

Gleichung 7.8 beschreibt die Reifenkraftcharakteristik bei nominaler Radlast F_{z0} . Zur Modellierung der Kraftübertragung bei verschiedenen Radlasten F_z werden Polynome gebildet:

$$\begin{aligned} Y_{max}(F_z) &= a_1 \frac{F_z}{F_{z0}} + a_2 \left(\frac{F_z}{F_{z0}}\right)^2 \\ dY_0(F_z) &= b_1 \frac{F_z}{F_{z0}} + b_2 \left(\frac{F_z}{F_{z0}}\right)^2 \\ Y_\infty(F_z) &= c_1 \frac{F_z}{F_{z0}} + c_2 \left(\frac{F_z}{F_{z0}}\right)^2 \end{aligned} \quad (7.11)$$

Die Koeffizienten $a1$ bis $c2$ werden benötigt, um den degressiven Einfluss der Radlast F_z auf die horizontalen Reifenkräfte zu berücksichtigen. Sie beinhalten gemessene Größen Y_1 bei nominaler Radlast F_{z0} sowie Y_2 bei doppelter nomineller Radlast $2 \cdot F_{z0}$ und werden nach 7.12 bestimmt.

$$\begin{aligned} a1 &= 2 \cdot Y_1 - \frac{1}{2} \cdot Y_2 \\ a2 &= \frac{1}{2} \cdot Y_2 - Y_1 \end{aligned} \quad (7.12)$$

In 7.12 ist mit $Y_1 = Y_{max}(F_{z0})$ die maximal übertragbare Horizontalkraft bei nominaler Radlast sowie mit $Y_2 = Y_{max}(2 \cdot F_{z0})$ bei doppelter Nominallast berücksichtigt. Auf gleiche Weise wie $a1$ und $a2$ werden auch die übrigen Koeffizienten $b1$ bis $c2$ ermittelt.

Für die vollständige Parametrierung der Kraft-Schlupf-Kurve in Umfangs- und Quer- richtung sind mit TMsimple aber auch TMeasy unter Berücksichtigung des degressiven Verhaltens lediglich jeweils 10 Parameter erforderlich.

Kombiniertes Reifenverhalten

Grundsätzlich besteht eine physikalische Ähnlichkeit zwischen Umfangs- und Querschlupf. Um die Umfangs- und Querkraftcharakteristik im Modellansatz kombinieren zu können, wird in TMsimple und TMeasy daher anhand des Ähnlichkeitsprinzips der Schrägläuf- winkel α mittels einer Gewichtungsfunktion G in eine dem Umfangsschlupf κ äquivalente Größe umgerechnet [28]. Die zu erfüllende Bedingung ist eine gleiche Anfangssteigung der

Umfangs- und Querkraftkennlinie bei gegebener Radaufstandskraft. Die dafür erforderliche Gewichtungsfunktion lautet:

$$G(F_z) = \frac{dF_{x0}(F_{z0})}{dF_{y0}(F_{z0})} \quad (7.13)$$

Anhand dieser Gewichtungsfunktion kann der Schräglaufwinkel zu einem entsprechenden Querschlupf transformiert werden:

$$s_y = \frac{\alpha}{G(F_z)} \quad (7.14)$$

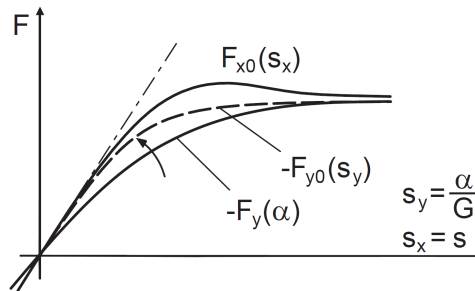


Abbildung 7.4: Transformation des Querschlupfes [31]

Mit $s_x = \kappa$ sind die Komponenten des Schlupfvektors $\mathbf{s} = \begin{bmatrix} s_x & s_y \end{bmatrix}^T$ mit der Ausrichtung nach $\varphi = \arctan\left(\frac{s_y}{s_x}\right)$, wie in Abbildung 7.3 zu sehen, definiert. Die Einzelkraftkomponenten F_x und F_y ergeben den Kraftvektor $\mathbf{F} = \begin{bmatrix} F_x & F_y \end{bmatrix}^T$. Die Größe der resultierenden Kraft $F = |\mathbf{F}|$ ergibt sich durch die Interpolation der Einzelkraftkomponenten F_x und F_y . Somit gilt für die kombinierte Reifenkraft der Zusammenhang

$$F(F_z) = \frac{1}{2} [F_x + F_y + (F_x - F_y) \cdot \cos(2 \cdot \varphi)]. \quad (7.15)$$

7.1.4 Anwendbarkeit der Reifenmodelle

MF-Tyre ist ein empirisches Modell, welches durch mathematische Funktionen die im Radaufstandspunkt herrschenden Reifenkräfte beschreibt. Durch die vergleichsweise hohe Anzahl an Parametern kann eine detaillierte Darstellung der Kraft-Schlupf-Kurven erfolgen, was eine genaue Anpassung an gemessene Daten erlaubt. Aufgrund des rein mathematischen Charakters dieser Parameter sind sie allerdings schwer zu interpretieren bzw. können physikalische Zusammenhänge nicht abgeleitet werden.

TMeasy ist ein semi-physikalisches Reifenmodell, welches durch die „easy to use“-Strategie darauf abzielt, trotz unzulänglicher Testdaten ein realistisches Reifenverhalten simulieren zu können. Daher ist die Anzahl an erforderlichen Modellparametern sehr gering. Anhand einiger weniger physikalischer Parameter kann die Charakteristik der Kontaktkraft in Umfangs- und Querrichtung beschrieben werden. Die kombinierten Reifenkräfte werden

aus den Einzelcharakteristiken in Umfangs- und Querrichtung über den generalisierten Schlupf erzeugt und erfordern keine zusätzlichen Parameter.

```

1 | [HEADER]
2 | : FILE_TYPE : TFF
3 | : FILE_VERSION : 1
4 | : TIRE_VERSION : TMeasy 4.4
5 | : COMMENT : Tire Brand Continental
6 | : COMMENT : Tire Trade SportContact 3 MO
7 | : COMMENT : Tire Size 245/40 R18
8 | : COMMENT : Tire Section Width [m] 0.245
9 | : COMMENT : Tire Unloaded Radius [m] 0.3266
10 | : COMMENT : Tire Aspect Ratio [-] 0.4
11 | : COMMENT : Rim Width [in] 8
12 | : COMMENT : Rim Radius [m] 0.2286
13 | : COMMENT : Infl [kPa] 300
14 | : FILE_FORMAT : 'ASCII'
15 | $-----UNITS
16 | [UNITS]
17 | LENGTH = 'meter'
18 | FORCE = 'newton'
19 | ANGLE = 'radians'
20 | MASS = 'kg'
21 | TIME = 'second'
22 | $-----DIMENSION
23 | [DIMENSION]
24 | UNLOADED_RADIUS = +3.266e-001 $unloaded radius [m]
25 | WIDTH = +2.450e-001 $tire width [m]
26 | ASPECT_RATIO = +4.000e-001 $tire aspect ratio
27 | RIM_RADIUS = +2.286e-001 $rim radius [m]
28 | $-----PARAMETERS
29 | [TYRE LOAD]
30 | FZ_NOM = +4.000e+003 $nom tyre load [N]
31 | FZ_MAX = +8.000e+003 $max tyre load [N]
32 | $-----STIFFNESS
33 | [STIFFNESS]
34 | CLONG = +2.132e+005 $longitudinal tyre stiffn [N/m]
35 | CLAT = +1.765e+005 $lateral tyre stiffn [N/m]
36 | CVERT_1 = +3.675e+005 $vertical tyre stiffn @ FZ_NOM [N/m]
37 | CVERT_2 = +3.820e+005 $vertical tyre stiffn @ 2*FZ_NOM [N/m]
38 | CTORS = +1.200e+002 $torsional stiffn [Nm/rad]
39 | $-----DAMPING
40 | [DAMPING]
41 | DLONG = +2.100e+002 $longitudinal tyre damping [Ns/m]
42 | DLAT = +1.700e+002 $lateral tyre damping [Ns/m]
43 | DVERT = +3.700e+002 $vertical tyre damping [Ns/m]
44 | DTORS = +1.200e-001 $torsional tyre damping [Nms/rad]
45 | $-----LONGITUDINAL
46 | [LONGITUDINAL_PARAMETERS]
47 | DFKO_1 = +9.600e+004 $init slope @ FZ_NOM [N]
48 | FMAX_1 = +4.480e+003 $max force @ FZ_NOM [N]
49 | SMAX_1 = +1.200e-001 $sx where fx(sx) = FMAX_1
50 | FXSLD_1 = +4.220e+003 $sliding force @ FN_NOM [N]
51 | SXSLD_1 = +6.000e-001 $sx where fx(sx) = FXSLD_1
52 | $-----
53 | DFKO_1 = +1.740e+005 $init slope @ 2*FZ_NOM [N]
54 | FMAX_1 = +8.810e+003 $max force @ 2*FZ_NOM [N]
55 | SMAX_1 = +1.150e-001 $sx where fx(sx) = FMAX_2
56 | FXSLD_1 = +7.670e+003 $sliding force @ 2*FN_NOM [N]
57 | SXSLD_1 = +8.000e-001 $sx where fx(sx) = FXSLD_2
58 | $-----LATERAL_PARAMETERS]
59 | [LATERAL_PARAMETERS]
60 | ...

```

Abbildung 7.5: Auszug einer Reifenparameterdatei von MF-Tyre (links) und TMeasy (rechts)

Die Parametrierung beider Reifenmodelle erfolgt über ASCII formatierte Dateien, welche mit beliebigen Texteditoren bearbeitet werden können. Dies erlaubt die einfache und auch automatische Modifikation der Parameter. Abbildung 7.5 zeigt den Auszug eines Datensatzes für die Reifenmodelle MF-Tyre und TMeasy. Dies verdeutlicht den ähnlich strukturierten Aufbau beider Parameterdateien.

Sowohl mit MF-Tyre als auch mit TMeasy werden die Reifenkräfte durch geeignete mathematische Funktionen beschrieben. Die charakteristischen Kraftverläufe des Reifen-Fahrbahn-Kontaktes werden dabei auf Basis einzelner Messpunkte bzw. Parameter generiert. Zusammenfassend kann festgehalten werden, dass für den hier verfolgten Ansatz der Identifikation von Reifeneigenschaften aus fahrdynamischen Messungen sowohl das empirische Reifenmodell MF-Tyre als auch das semi-physikalische Reifenmodell TMeasy geeignet sind, mit dem Vorteil von TMeasy, dass seine Parameter physikalisch interpretiert werden könne.

7.2 Charakterisierung des Reifen-Fahrbahn-Kontaktes

Im vorigen Abschnitt wurde die grundsätzliche Modellierung der Reifenkraftübertragung beschrieben. Darauf aufbauend beinhaltet dieser Abschnitt die erforderliche Charakterisierung der Kraftübertragung zwischen Reifen und Fahrbahn, sowie die für die Optimierung der Reifeneigenschaften relevanten Grenzen des Parameterraumes.

Die Identifikation von Reifeneigenschaften bezieht sich auf die Umfangs- und Querkraftcharakteristik. Kombinierte Reifeneigenschaften werden nicht in den Identifikationsprozess aufgenommen. Wie anhand des Modellansatzes von TMeasy bzw. TMsimple gezeigt werden kann, ist die Identifikation von Eigenschaften kombinierter Reifenkräfte aus Messungen (Prüfstand oder Fahrbahn) auch nicht erforderlich, sondern kann aus den reinen Umfangs- bzw. Querkrafteigenschaften abgeleitet werden. Für MF-Tyre steht ebenso eine Gewichtungsfunktion zu Verfügung, welche entsprechend dem kombiniert auftretenden Schlupf die reine Umfangs- und Querkraftcharakteristik skaliert [73].

Basierend auf der reinen Umfangs- und Querkraftcharakteristik werden die Eigenschaften des Reifens in vier Lastbereiche gegliedert. Diese sind:

- Linearer Kraft-/Schlupfbereich in Umfangsrichtung
- Linearer Kraft-/Schlupfbereich in Querrichtung
- Nichtlinearer Kraft-/Schlupfbereich in Umfangsrichtung
- Nichtlinearer Kraft-/Schlupfbereich in Querrichtung

Die Charakterisierung der Reifenkraft sowie deren Einteilung in diese Lastbereiche ist Abbildung 7.6 auf der nächsten Seite zu entnehmen. Dargestellt sind der Verlauf der Umfangskraft über den Umfangsschlupf (Umfangskraftcharakteristik) und der Verlauf der Querkraft

über den Schräglaufwinkel (Querkraftcharakteristik) eines am Prüfstand vermessenen Reifens. Anhand der Kurvenverläufe bei drei unterschiedlichen Radlasten ist auch deren degressiver Einfluss gut erkennbar.

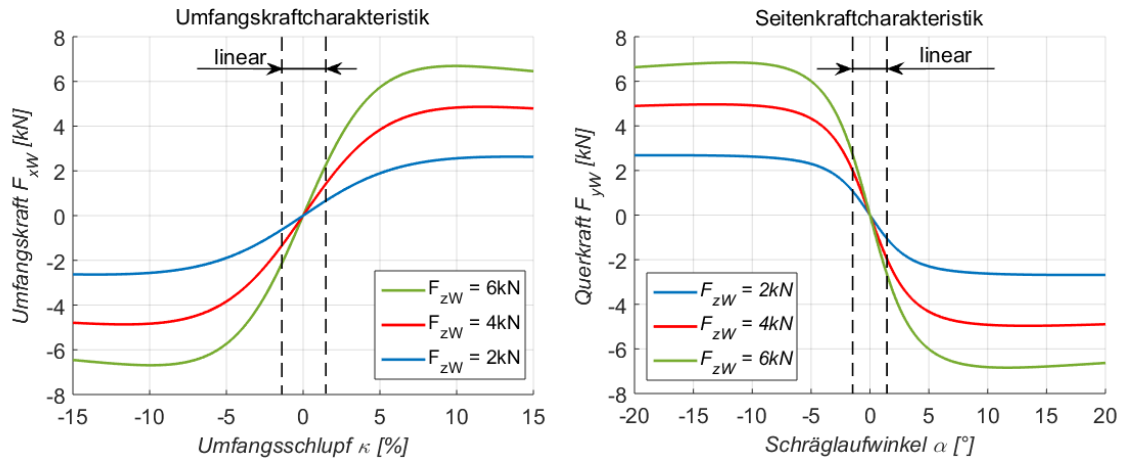


Abbildung 7.6: Charakterisierung des Reifenkraftverhaltens und deren Einteilung in lineare und nichtlineare Lastbereiche

Die markierten Grenzen in Abbildung 7.6 deuten auf den begrenzten Bereich hin, in welchem der Reifen eine lineare Kraftübertragung aufweist. Die Weite dieses Bereiches ist von der Radlast, der Geometrie bzw. der Bauform des Reifens sowie der Fahrbahnbeschaffenheit abhängig. Als Richtwerte für den Großteil der möglichen Reifen-Fahrbahn-Konstellationen im PKW-Bereich kann jedoch von einem linearen Kraftübertragungsverhalten in Umfangsrichtung bis zu einem Schlupf von $\kappa = \pm 1,5\%$ ausgegangen werden. In Querrichtung spricht man vom linearen Bereich bis zu einem Schräglaufwinkel von $\alpha = \pm 1,5^\circ$.

Mit den Grenzen des linearen Bereiches ist auch der Beginn der Kraftübertragung mit nichtlinearem Charakter bestimmt, welcher für den restlichen Schlupf- bzw. Schräglaufwinkelbereich gültig ist. Wie in Abschnitt 6.1.4 bereits angemerkt, werden bei üblichen Fahrdynamikuntersuchungen eher kleine Schräglaufwinkel von $\alpha = \pm 6^\circ$ erreicht. Die pro Reifen maximal übertragbare Querkraft liegt jedoch im Bereich von $\alpha = \pm 10^\circ$. Um dennoch den Querkraftverlauf über den messbaren Schräglaufwinkelbereich hinaus ermitteln zu können, werden die Eigenschaften des Reifens in Umfangsrichtung herangezogen. Der dafür notwendige sequentielle Ablauf des Identifikationsprozesses wird in Abschnitt 7.4.4 beschrieben.

7.2.1 Identifikationsparameter

Mit der in dieser Arbeit beschriebenen Methode werden Reifenkennfelder der Art von Abbildung 7.6 generiert, dass sie dem Kraftübertragungsverhalten des Reifens auf realer

Fahrbahn entsprechen. Dabei wird kein weiteres Reifenmodell entwickelt, sondern bereits existierende Modelle in den Identifikationsprozess eingebunden. In Abschnitt 7.1.4 wurde dafür die grundsätzliche Eignung der Reifenmodelle MF-Tyre und TMeasy erörtert. Im Folgenden werden die für den Identifikationsprozess relevanten Parameter beider Reifenmodelle vorgestellt.

Für die exakte Modellierung der Reifeneigenschaften bietet MF-Tyre eine große Anzahl an Parametern. Einen Überblick über diese liefert das Benutzerhandbuch zu MF-Tyre und MF-Swift 6.1 [73]. Sehr häufig, wie auch bei der Messdatenerfassung aus fahrdynamischen Messungen, sind die zur vollständigen Parametrierung erforderlichen Messdaten jedoch nicht vorhanden. Aus diesem Grund werden in dieser Arbeit jene Parameter identifiziert, welche maßgeblich zur Charakterisierung des Reifen-Fahrbahn-Kontaktes beitragen. Diese essentiellen Parameter sind in Tabelle 7.1 gelistet. Die Bezeichnung der Parameter entspricht jener aus der Reifenparameterdatei. Zusätzlich enthält die Liste die Parametergrenzen, in welchen die Optimierung stattfinden kann.

<i>Param.</i>	<i>Min.</i>	<i>Max.</i>	<i>Beschreibung</i>
PCX1	+1,0e+0	+1,7e+0	Formfaktor der Umfangskraftkennlinie
PDX1	+1,0e - 2	+2,0e+0	Reibwert in Umfangsrichtung bei Nominallast
PDX2	- 2,5e - 1	- 0,5e - 1	Variation des Reibwertes unter Last
PEX1	- 0,5e+0	+0,0e+0	Krümmung der Umfangskraftkennlinie bei Nominallast
PKX1	+0,3e+0	+9,0e+1	Schlupfsteifigkeit in Umfangsrichtung bei Nominallast
PKX2	- 2,5e+0	+1,5e+0	Variation der Schlupfsteifigkeit unter Last
PCY1	+1,0e+0	+2,2e+0	Formfaktor der Querkraftkennlinie
PDY1	+0,5e + 0	+2,0e+0	Reibwert in Querrichtung bei Nominallast
PDY2	- 2,5e - 1	- 0,5e - 1	Variation des Reibwertes unter Last
PEY1	+5,0e - 1	+7,0e - 1	Krümmung der Querkraftkennlinie bei Nominallast
PEY2	- 6,0e+0	-0,3e + 0	Variation der Krümmung unter Last
PKY1	- 8,0e+1	- 1,0e+1	Schlupfsteifigkeit in Querrichtung bei Nominallast
PKY2	+1,5e+0	+6,0e+0	Last, bei der die Schlupfsteifigkeit maximal ist

Tabelle 7.1: Relevante Identifikationsparameter der Umfangs- und Querkraftcharakteristik des Reifenmodells MF-Tyre

Diese Parameter beschreiben die für Fahrdynamiksimulationen wichtigsten Reifeneigenschaften hinsichtlich der Anfangssteigung, des Ortes und der Größe des Kurvenmaximums sowie des Kurvenverlaufes selbst mit Berücksichtigung des degressiven Einflusses der Radlast. Weitere Parameter, wie jene zur Beschreibung der Vertikaleigenschaften, sind von der Art des Reifen-Fahrbahn-Kontaktes unabhängig (nachgiebige Fahrbahnen ausgeschlossen) und werden als gegeben vorausgesetzt.

Reifeneigenschaften bei kombiniertem Schlupf werden nicht optimiert, da sich diese anhand des Ähnlichkeitsprinzips (vgl. Abschnitt 7.1.2) bestimmen lassen und keine expliziten Messungen erfordern. Parameter zur Beschreibung des Radsturzeinflusses sowie des Rückstellverhaltens bleiben für den Identifikationsprozess unberührt. Hierfür genügt es, auf

übliche Parametergrößen (Standard-Werte) aus der Literatur zurückzugreifen.

Die existierenden Unzulänglichkeiten verfügbarer Reifenmessdaten stellen ein allgegenwärtiges Problem in der Reifenmodellierung bzw. Fahrdynamiksimulation dar. Aufgrund dessen berücksichtigt TMeasy die physikalischen Zusammenhänge des Reifen-Fahrbahn-Kontaktes und kommt dadurch mit einer weitaus geringeren Anzahl an Parametern aus [32]. Die Kraft-Schlupf-Kurven können dadurch zwar nicht in beliebige Formen wie z.B. mit MF-Tyre gebracht werden, aufgrund der Unsicherheiten in der Datenerfassung aus Reifentests stellt sich jedoch ohnehin die Frage, ob rein durch eine hohe Anzahl an Parametern die realen Eigenschaften des jeweiligen Reifen-Fahrbahn-Kontaktes besser wiedergegeben werden können.

Zur Modellierung des Umfangs- und Querkraftverhaltens mit TMeasy werden die Parameter laut Tabelle 7.2 benötigt. Die Parameter sind aufgrund ihres physikalischen Charakters leicht zu interpretieren und können relativ einfach an verschiedene Reifen-Fahrbahn-Kombinationen angepasst werden. Neben den Parametern selbst sind auch hier die Parametergrenzen für die Optimierung angegeben.

<i>Param.</i>	<i>Min.</i>	<i>Max.</i>	<i>Beschreibung</i>
DFX0_1	+1,1e+4	+1,4e+5	Anfangssteigung der Umfangskraftkennlinie [N/1]
FXMAX_1	+1,0e+2	+1,0e+4	Maximale übertragbare Umfangskraft [N]
SXMAX_1	+1,0e - 2	+ 3,0e - 1	Umfangsschlupf bei maximaler Umfangskraft [1]
FXSLD_1	+1,0e+2	+1,0e+4	Übertragbare Umfangskraft im Gleitbereich [N]
SXSLD_1	+3,0e - 1	+9,0e - 1	Umfangsschlupf im Gleitbereich [1]
DFY0_1	+0,6e+4	+2,6e+5	Anfangssteigung der Querkraftkennlinie [N/1]
FYMAX_1	+1,0e+2	+1,0e+4	Maximale übertragbare Querkraft [N]
SYMAX_1	+1,0e - 2	+ 3,0e - 1	Querschlupf bei maximaler Querkraft [1]
FYSLD_1	+1,0e+2	+1,0e+4	Übertragbare Querkraft im Gleitbereich [N]
SYSLD_1	+2,0e - 1	+9,0e - 1	Querschlupf im Gleitbereich [1]

Tabelle 7.2: Identifikationsparameter der Umfangs- und Querkraftcharakteristik des Reifenmodells TMeasy bei nomineller Radlast

Mit den zwei mal fünf Parameter in Tabelle 7.2 wird die Kraftübertragung bei nomineller Radlast beschrieben. Zur Charakterisierung der Lastabhängigkeit werden dieselben Parameter bei doppelter nomineller Radlast benötigt, insgesamt sind für das Reifenmodell TMeasy somit zwei mal 10 Parameter erforderlich.

7.2.2 Grenzen des Parameterraumes

Der Einsatzbereich der Identifikationsmethodik soll für ein sehr weites Spektrum an Reifen angewendet werden können. Dieses reicht von sehr "gutmütigen" bis "aggressiven" Reifen sowie von Reifen-Fahrbahn-Kontakten mit geringem bis hohem Reibwert. Um dieses breite Anwendungsgebiet zu ermöglichen, ist ein weiter Parameterraum erforderlich. Dessen Grenzen für die Reifenmodelle MF-Tyre bzw. TMeasy sind in den Tabellen 7.1 und 7.2

gelistet. Der Optimierer hat die Aufgabe, jene Parameterkonstellationen innerhalb dieser Grenzen zu finden, welche das fahrdynamische Verhalten bestmöglich abbilden.

In Umfangsrichtung sind Schlupfsteifigkeiten zwischen $200 \frac{N}{\%}$ bis $2500 \frac{N}{\%}$, in Querrichtung sind Schräglaufsteifigkeiten von $100 \frac{N}{\%}$ bis $4500 \frac{N}{\%}$ möglich. Sowohl in Umfangsrichtung als auch Querrichtung sind Kraftschlusspotentiale von $\mu = 0,01$ bis $\mu = 2,0$ möglich. Die Kombination der Identifikationsparameter erlaubt mit den Reifenmodellen sowohl eine stark ausgeprägte Sättigungs- als auch Abreißcharakteristik.

Die Grenzen des Parameterraums sind in Abbildung 7.7 exemplarisch dargestellt. Die jeweils linken Grafiken zeigen die durch die Grenzen von Schlupf- bzw. Schräglaufsteifigkeiten möglichen Anfangssteigungen der Reifencharakteristiken. Die rote Kurve symbolisiert die untere Grenzkurve, die grüne Kurve zeigt die obere Grenzkurve. In blau dargestellt ist die Charakteristik eines realen Reifens aus gefitteten Messdaten. Sie entspricht dem Kraftübertragungsverhalten eines Sommerreifens in der Dimension 245/40 R18 auf trockenem Asphalt bei einer nominellen Radlast von $F_{zW} = 4000 \text{ N}$. Trotz dieser stark variierenden Anfangssteigung ist die Festlegung des linearen Bereiches bis $\kappa = \pm 1,5\%$ immer noch gültig.

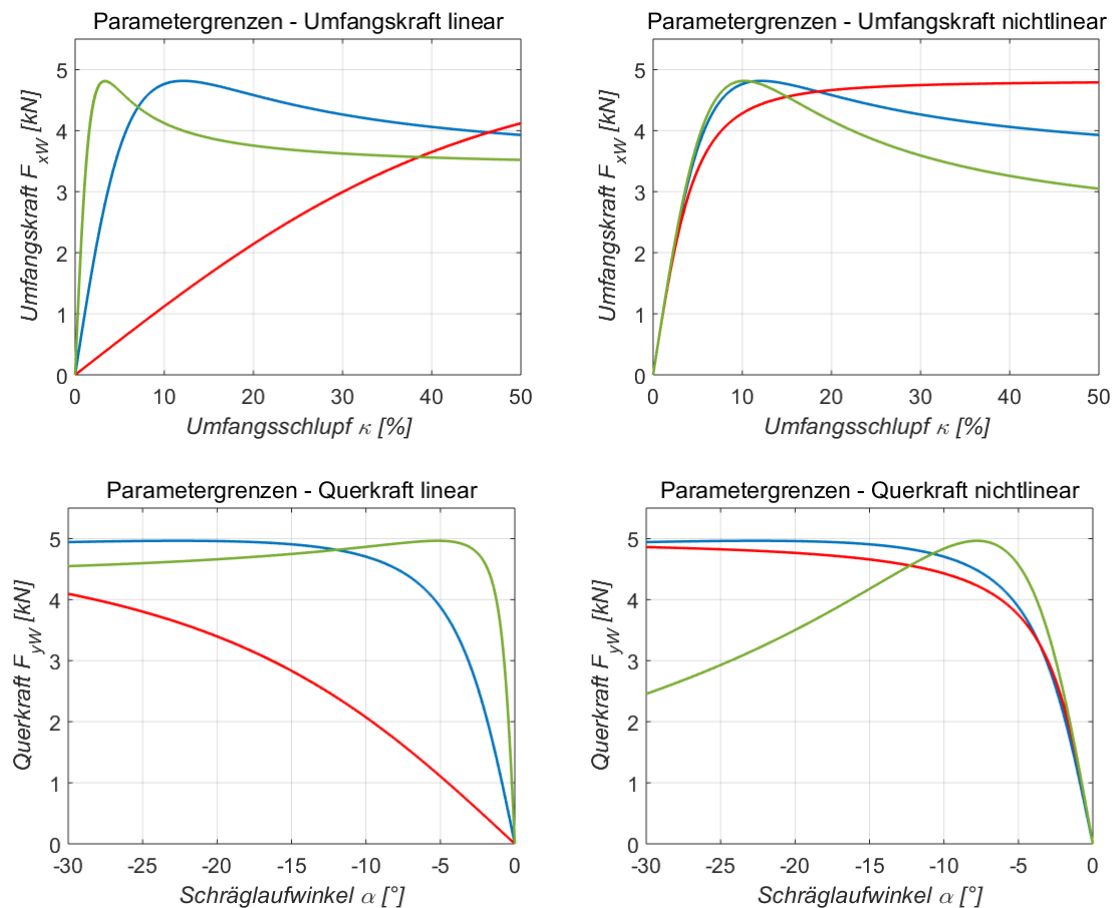


Abbildung 7.7: Grenzen der Reifencharakteristiken in Umfangs- und Querrichtung

Die jeweils rechten Grafiken in Abbildung 7.7 auf der vorherigen Seite verdeutlichen die Grenzen hinsichtlich Kurvenkrümmung und Kurvenform, welche maßgeblich über die Parameter des nichtlinearen Bereiches der Reifenkraftübertragung beeinflusst werden. Dabei symbolisiert die blaue Kennlinie wiederum das Kraftübertragungsverhalten des vermessenen Reifens und repräsentiert damit ein realistisches Kraftübertragungsverhalten auf trockenem Asphalt. Die rot gekennzeichnete Kennlinie zeigt das Verhalten eines äußerst "gutmütigen" Reifens, bei welchem der Maximalwert der Kurve erst bei sehr großen Schräglaufwinkeln erreicht wird. Die grüne Kennlinie hingegen zeigt ein gegenteiliges Verhalten, bei dem die Kurvenform bis kurz vor Erreichen des Maximums einen linearen Charakter aufweist, den Maximalwert bereits bei relativ kleinem Schlupf- bzw. Schräglaufwinkel erreicht und weiters eine ausgeprägte Abreißcharakteristik aufweist.

7.3 Optimierungsmethodik

Die Eigenschaften des Reifens beeinflussen maßgeblich die fahrdynamischen Eigenschaften des Gesamtfahrzeuges. Erst durch eine korrekte Parametrierung des Reifenmodells kann das reale Fahrverhalten in der Simulation, unter Voraussetzung der korrekten Fahrzeugmodellparametrierung, wiedergegeben werden. Bei fehlerhaften Reifenmodellparametrierung kommt es zu Abweichungen des simulierten Fahrzustandes vom realen Fahrzustand. Ziel ist es nun diese Abweichungen zu minimieren, indem die entsprechenden Reifenmodellparameter optimiert werden. In diesem Abschnitt wird auf die dafür erforderlichen Komponenten, nämlich die Gütefunktionale und Parameteroptimierung eingegangen.

7.3.1 Zielgrößen und Gütefunktionale

Für die Identifikation der Reifeneigenschaften in Umfangs- und Querrichtung steht jeweils ein Gütefunktional zu Verfügung. Diese Gütefunktionale setzen sich aus mehreren Einzelkomponenten (Messgrößen) zusammen, welche die fahrdynamischen Eigenschaften beschreiben. Deren Berechnung erfolgt nach der Methode der kleinsten Fehlerquadrate zwischen Messung und Simulation. Exemplarisch ist in Abbildung 7.8 der zeitliche Verlauf von Fahrdynamikgrößen aus Messung (blaue Kurven) und Simulation (rote Kurven) dargestellt.

Deutlich erkennbar ist die Abweichung der Simulationsergebnisse im Bereich des nichtlinearen Fahrzustandes (Längs- und Querbeschleunigung über $4 \frac{m}{s^2}$ bzw. Schwimmwinkel über 1°) durch vorerst nicht optimierte Reifenparameter. Anhand des vorzeitigen und abrupten Abfalles des simulierten Raddrehzahlverlaufes ist zu sehen, dass das mögliche Potential der Kraftübertragung noch nicht ausgeschöpft ist und sich zu früh vollständiges Gleiten einstellt. Diese längs- und querdynamischen Abweichungen werden mit Gütefunktionalen bewertet und durch Optimierung der Reifenparameter minimiert.

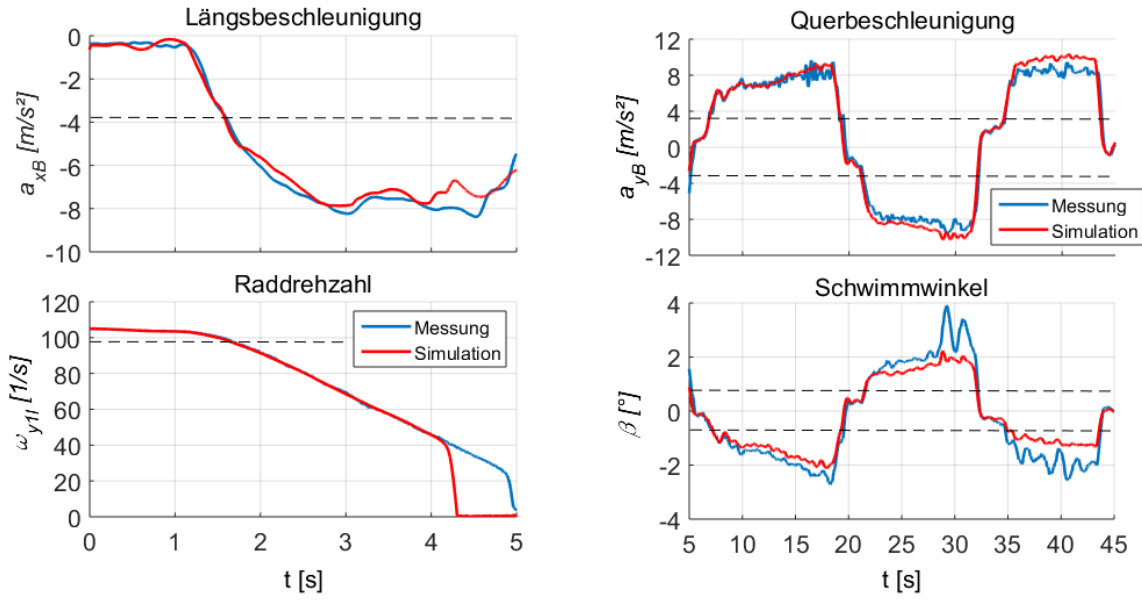


Abbildung 7.8: Mess- und Simulationsgrößen zur Berechnung der Gütefunktionale

Die Zielgrößen sind jene Messgrößen aus dem Fahrversuch, welche es in der Simulation durch die Modifikation der Reifenmodellparameter zu erreichen gilt. Aus längsdynamischer Sicht werden als Zielgrößen die Längsgeschwindigkeit des Fahrzeuges sowie die Raddrehzahlen als Zielgrößen herangezogen, welche sich innerhalb des frei wählbaren Zeitintervalls $[t_0, t_1]$ ergeben. Die Fahrzeuggeschwindigkeit wird bereits in der Regelstrategie des Fahrzustandsbeobachters berücksichtigt (vgl. Abschnitt 6.3). Zur Identifikation der Reifeneigenschaften in Umfangsrichtung wird somit das Gütefunktional alleine aus den Raddrehzahlen der Vorderräder ω_{y1l} und ω_{y1r} sowie der Hinterräder ω_{y2l} und ω_{y2r} und den angepassten Stellgrößen des Motormoments M_E und des Bremsdrucks p_B gebildet.

$$\begin{aligned}
 J_x = \int_{t_0}^{t_1} & \left[\frac{(\omega_{y1l,V} - \omega_{y1l,O})^2}{(\omega_{y1l,V})^2} + \frac{(\omega_{y1r,V} - \omega_{y1r,O})^2}{(\omega_{y1r,V})^2} + \dots \right. \\
 & \left. + \frac{(\omega_{y2l,V} - \omega_{y2l,O})^2}{(\omega_{y2l,V})^2} + \frac{(\omega_{y2r,V} - \omega_{y2r,O})^2}{(\omega_{y2r,V})^2} + \frac{M_{E,add}^2}{M_{E,V}^2} + \frac{p_{B,add}^2}{p_{B,V}^2} \right] dt \quad (7.16)
 \end{aligned}$$

Zur Identifikation der Reifeneigenschaften in Querrichtung werden als Zielgrößen die Querbeschleunigung a_{yB} , der Schwimmwinkel β und die Gierrate ω_{zB} herangezogen. Das Gütefunktional setzt sich aus diesen typischen Fahrdynamikgrößen zusammen und wird anhand folgender Funktion berechnet:

$$J_y = \int_{t_0}^{t_1} \left[\frac{(a_{yB,V} - a_{yB,O})^2}{(a_{yB,V})^2} + \frac{(\beta_V - \beta_O)^2}{(\beta_V)^2} + \frac{(\omega_{zB,V} - \omega_{zB,O})^2}{(\omega_{zB,V})^2} + \frac{\delta_{SW,add}^2}{\delta_{SW,V}^2} \right] dt \quad (7.17)$$

Der Index V (Vehicle) entspricht der gemessenen Fahrdynamikgröße, der Index O (Observer) der Fahrdynamikgröße aus der Simulation. Um eine Vergleichbarkeit der einzelnen Zielgrößen zu ermöglichen und diese im Gütefunktional ohne zusätzliche Gewichtung kombinieren zu können, erfolgt eine Normierung der Einzelkomponenten auf die zugehörige Messgröße.

Mit dem Gütefunktional werden die Abweichungen der Simulation vom realen Fahrverhalten quantifiziert und durch die Modifikation der Reifenmodellparameter minimiert. Die Anpassung der Reifenparameter erfolgt über den Optimierungsalgorithmus wie in Abschnitt 7.3.3 beschrieben.

7.3.2 Einteilung der Zielgrößen in Lastbereiche

In Abschnitt 7.2 wird auf die Charakteristiken des Reifenverhaltens und deren Unterteilung in lineare und nichtlineare Reifeneigenschaften bzw. auf die sequentielle Anpassung der Reifenmodellparameter eingegangen. Um auch nur jene zeitlichen Bereiche der Zielgrößen in die Optimierung einfließen zu lassen, welche den linearen oder nichtlinearen Reifeneigenschaften zugeordnet werden, sind die Messergebnisse in Lastbereiche zu unterteilen.

Zur Identifikation der linearen Reifeneigenschaften bzw. zur Güteberechnung werden jene zeitlichen Abschnitte der Messung verwendet, die innerhalb des Umfangsschlupfbereiches von $\kappa = \pm 1,5\%$ bzw. innerhalb des Schräglaufwinkelbereiches von $\alpha = \pm 1,5^\circ$ liegen (vgl. Abschnitt 7.2.2). Zeitbereiche der Zielgrößen außerhalb dieser Umfangsschlupf- und Schräglaufwinkelgrenzen werden dem nichtlinearen Übertragungsverhalten des Reifens zugeordnet.

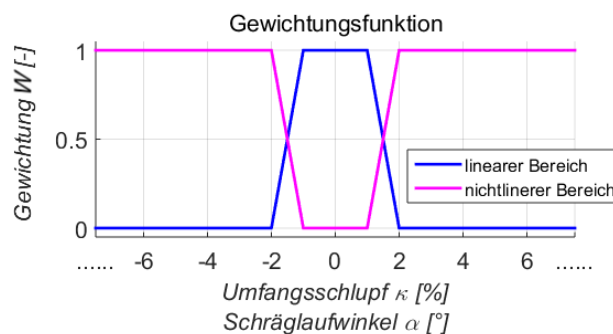


Abbildung 7.9: Gewichtung der Lastbereiche

Über Gewichtungsfunktionen werden die Zielgrößen den Lastbereichen zugeordnet. Messbereiche, welche nicht den entsprechenden Reifeneigenschaften zugeordnet sind, bleiben als Zielgröße unbeachtet. Da die Grenzen von $\kappa = \pm 1,5\%$ bzw. $\alpha = \pm 1,5^\circ$ nicht als harte Grenzen zu verstehen sind, empfiehlt es sich einen linearen Übergang zwischen linearem und nichtlinearem Bereich laut Abbildung 7.9 zu schaffen.

Für die Approximation des Umfangsschlupfes wird vorab der dynamische Rollradius

r_{dyn} nach Gleichung 6.1 bestimmt. Weiters ist die Horizontalgeschwindigkeit des Fahrzeugs vom fahrzeugfesten in das radfeste Koordinatensystem zu transformieren. Aus gemessener Raddrehzahl ω_y , approximiertem dynamischen Rollradius r_{dyn} sowie der schlupffreien Längsgeschwindigkeit im radfesten Koordinatensystem v_{xW} ergibt sich der Umfangsschlupf des jeweiligen Rades nach Gleichung 2.1 und Gleichung 2.2. Der approximierte Schräglaufwinkel ergibt sich aus der Beziehung zwischen radfester Längsgeschwindigkeit v_{xW} und Quergeschwindigkeit v_{yW} des jeweiligen Rades nach Gleichung 2.5. Bei der Transformation der Geschwindigkeitskomponenten vom fahrzeugfesten in das radfeste Koordinatensystem ist darauf zu achten, dass sowohl kinematische als auch elastokinematische Radlenkwinkel nach Gleichung 5.38 berücksichtigt werden.

7.3.3 Stochastischer Optimierer - Differentielle Evolution

Der Optimierer hat die Aufgabe die Abweichungen des simulierten Fahrzustandes vom gemessenen Fahrzustand zu reduzieren. Ziel dabei ist die Minimierung der Zielfunktion. Die hier beschriebene Methodik der Parameteridentifikation erfolgt offline. Daher kann ein iteratives Verfahren angewandt werden, womit dieselben Zielfunktionen für mehrere Optimierungsschleifen herangezogen werden.

Für die Identifikationsmethodik stehen prinzipiell deterministische und stochastische Ansätze zu Verfügung. Bei der deterministischen Optimierung unterscheidet man weiter zwischen Gradientenverfahren¹ und gradientenfreie Verfahren². Beide Verfahren liefern jedoch nur lokale Minima bzw. kann der entsprechende Nachweis über das gefundene globale Minimum nicht formal erbracht werden [8]. Speziell die hier verwendeten Modelle zeigen hochgradige Nichtlinearitäten, wodurch schnell lokale Minima erreicht werden. Es muss jedoch sichergestellt werden, dass die Konvergenz gegen ein globales Minimum strebt.

Zu den stochastischen Optimierern zählen evolutionäre Algorithmen. Entgegen den deterministischen Verfahren ist hier die genaue Kenntnis des Systemverhaltens nicht erforderlich. Die Generierung von Parametersätzen erfolgt zufällig, aufbauend auf ebenfalls zufällig generierten Startparametern. Durch diese nicht deterministische Herangehensweise verringert sich zwar die Konvergenzgeschwindigkeit, was einen höheren Zeitaufwand für das Auffinden des Minimums bedeutet, jedoch ermöglicht dieser Ansatz das Auffinden des globalen Minimums. Im Gegensatz zu herkömmlichen Optimierungsverfahren können evolutionäre Strategien auch in extremen, ungünstigen oder unbekanntem Lösungsräumen erfolgreich arbeiten. Aufgrund der nichtlinearen Zielfunktionen sowie der lokalen Minima durch vorhandene Nichtlinearitäten bewährt sich hier daher die Optimierung mit einem evolutionären Algorithmus, der Differentiellen Evolution (Differential Evolution - DE).

¹Zu den Gradientenverfahren zählen unter anderem das Newton-Verfahren, Gauß-Newton-Verfahren und das Gradientenabstiegsverfahren.

²Zu den gradientenfreien Verfahren zählen unter anderem das Bisektions-Verfahren und der Downhill-Simplex Algorithmus.

DE ist ein Optimierungsverfahren welches 1995 von Storn und Price entwickelt wurde [70]. Es ist dazu gedacht Probleme mit mehrdimensionalen reellwertigen Zielfunktionen zu lösen. Die Optimierung erfolgt über einen iterativen Ansatz. Durch die Erweiterung des Suchbereichs kann diese Methode sehr gut mit lokalen Minima umgehen. Ein weiterer Vorteil ist die geringe Anzahl von lediglich drei externen Parametern, die vom Anwender als Steuerparameter einzustellen sind. Diese sind die Populationsgröße $D > 4$ (Dimensionality), der Mutationsfaktor $F \in [0, 2]$ (Factor) und die Rekombinationsrate $CR \in [0, 1]$ (Crossover Ratio).

Differentielle Evolution basiert auf einer Population von Individuen, die Generationen bilden welche verändert werden. Ein Individuum stellt eine mögliche Lösung im Suchraum dar und repräsentiert die dem jeweiligen Lastbereich zugeordneten Reifenmodellparameter. Die Veränderung eines Individuums basiert auf der Addition von Differenzvektoren sowie der Durchführung von Tastschritten. Eine schematische Darstellung dieses Optimierungsverfahrens ist in Abbildung 7.10 zu finden.

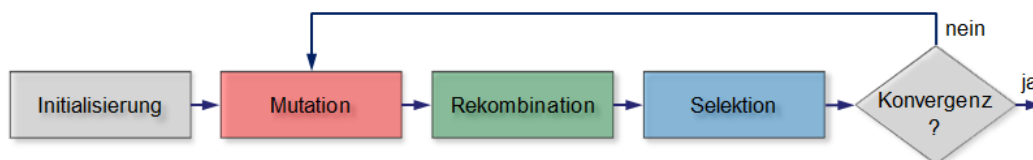


Abbildung 7.10: Schematische Darstellung des Optimierungsverfahrens nach der Methode der Differentiellen Evolution

Der Algorithmus besteht im Wesentlichen aus einem Mutations-, einem Rekombinations- und einem Selektionsschritt. Die Mutation erweitert den Suchbereich. In der Rekombination werden vormals erfolgreiche Individuen wieder verwendet und mit den mutierten Tastschritten vermischt. In der Selektion wird die „Survival-of-the-fittest“ Strategie nachgeahmt, welche das Überleben der am besten angepassten Individuen bedeutet [54].

Mutation

Im Mutationsschritt wird ein Vektor zu einem Basisindividuum addiert, um den Suchraum zu erweitern und zu erproben. In der Grundversion von Storn und Price wird zu einem zufälligen Basisindividuum $\mathbf{x}_{r1} = (x_{1,i,1}, x_{2,i,1}, x_{3,i,1}, \dots, x_{n,i,1})$ mit $i = 1, 2, \dots, D$ und n als Größe des Optimierungsproblems (Anzahl der zu optimierenden Reifenparametern) die Differenz zweier zufälliger anderer Basis-Individuen \mathbf{x}_{r2} und \mathbf{x}_{r3} addiert (DE/rand/1/bin) [71]. Abbildung 7.11 veranschaulicht das Grundprinzip der Mutation.

$$\mathbf{v}_1 = \mathbf{x}_{r1} + F(\mathbf{x}_{r2} - \mathbf{x}_{r3}) \quad (7.18)$$

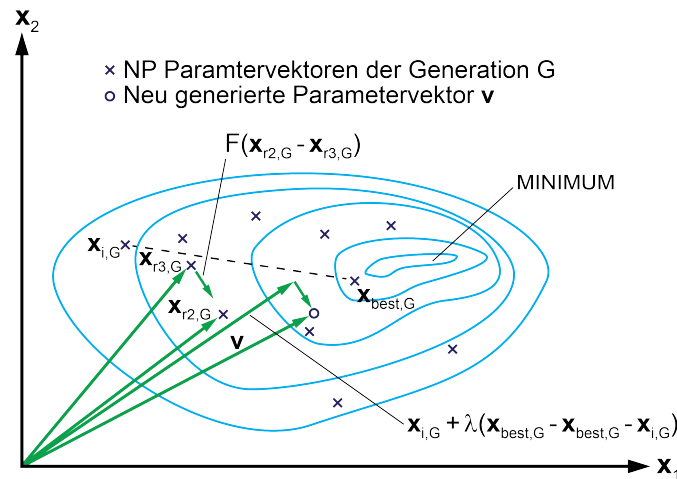


Abbildung 7.11: Grundprinzip der Mutation des Optimierungsverfahrens DE [63]

Die Größe F in Gleichung 7.18 ist der Mutationsfaktor, einer vom Benutzer einzustellender Parameter. Eine von den Entwicklern Storn und Price vorgeschlagene Verbesserung ergibt sich, wenn die zufällige Richtung \mathbf{v}_1 immer zum besten Individuum \mathbf{x}_{best} addiert wird (DE/best/1/bin) und nicht zu einem zufällig ausgewählten Individuum:

$$\mathbf{v}_1 = \mathbf{x}_{best} + F(\mathbf{x}_{r2} - \mathbf{x}_{r3}) \quad (7.19)$$

Im Laufe der letzten Jahre wurden noch weitere Strategien erforscht, von denen einige bessere Konvergenzeigenschaften aufweisen als die zwei ursprünglich vorgeschlagenen Versionen. Z.B. mit der DE-Variante "DE/current-to-best/1/bin" werden zwei Richtungsvektoren zum jeweils aktuellen Wert \mathbf{x}_i addiert. Die erste Richtung wird wie in der ursprünglichen Version aus zwei zufälligen Individuen erstellt und die zweite Richtung zeigt vom aktuellen Wert zum besten Individuum der Generation.

$$\mathbf{v}_i = \mathbf{x}_{ri} + F_1(\mathbf{x}_{r2} - \mathbf{x}_{r3}) + F_2(\mathbf{x}_{best} - \mathbf{x}_{ri}) \quad (7.20)$$

Rekombination

Im Rekombinationsschritt werden die Teile der neuen Tastschritte mit Teilen der aktuellen Population vermischt, wobei das Schema sicherstellt, dass zumindest eine Dimension gegenüber der aktuellen Population verändert wird.

$$\mathbf{u}_{i,j} = \begin{cases} \mathbf{v}_{i,j}, & \text{rand}(j) \leq CR \text{ or } j = \text{randn}(i) \\ \mathbf{x}_{i,j}, & \text{rand}(j) > CR \text{ and } j \neq \text{randn}(i) \end{cases} \quad (7.21)$$

wobei $j = 1, 2, \dots, D$ und $\text{rand}(j) \in [0, 1]$ die j -te Auswertung der gleichmäßig verteilten Zufallszahl ist. Die Rekombinationsrate $CR \in [0, 1]$ ist einer vom Benutzer einzustellender Parameter und steuert, wie stark sich die neuen Tastschritte von der aktuellen

Generation unterscheiden. Der zufällig gewählte Index $\text{randn}(i) \in \{1, 2, \dots, D\}$ stellt sicher, dass \mathbf{u}_i zumindest ein Element von \mathbf{v}_i erhält. Ansonsten würde kein neuer Vektor erzeugt werden, was das Altern der Population verhindert.

Selektion

Im Selektionsschritt wird die Strategie „Survival-of-the-fittest“ nachgeahmt. Es wird jeweils der Funktionswert des i -ten Individuums der aktuellen Generation mit dem Funktionswert des i -ten Tastschrittes verglichen.

Wenn der Funktionswert des i -ten Tastschrittes der k -ten Generation u_i^k kleiner als der Funktionswert des i -ten Individuums der k -ten Generation x_i^k ist, wird der Tastschritt in die $(k+1)$ -Population aufgenommen, sonst bleibt x_i Teil der Population.

$$x_i^{k+1} = \begin{cases} u_i^k & f(u_i^k) < f(x_i^k) \\ x_i^k & \text{else} \end{cases} \quad (7.22)$$

Eine weitere Verbesserung der Konvergenz bringt der „elitism“-Ansatz. Zum oben angegebenen „Survival-of-the-fittest“ wird noch der beste nicht verwendete Tastschritt mit dem schlechtesten Individuum der nächsten Generation verglichen und der bessere von beiden verwendet. Damit werden sogenannte „schlechte Werte“ schneller ausgeschieden [3].

Die Umsetzung des Optimierungsalgorithmus erfolgt in einem separaten Matlab-Skript, welches bei dessen Aufruf mit den Steuergrößen parametrisiert wird. Zur Übersicht werden die einzelnen Schritte der Optimierung zusammengefasst:

Mutation $x_{i,G}$: Verändern der aktuellen Parameterindividuen $x_{i,G}$ mittels Differenzvektoren anderer Individuen zur Erweiterung des Suchbereiches.

Rekombination $x_{i,G+1}$: Kreuzen erfolgreicher Individuen der letzten Generation.

Selektion: Vergleich der Individuen der letzten Generation mit jenen der Rekombination. Parametervariationen mit kleinstem Funktionswert bilden neue Generation.

7.4 Identifikationsverfahren

Aufbauend auf der im vorigen Abschnitt beschriebenen Optimierungsmethodik erfolgt hier die Beschreibung des Funktionsablaufes der Parameteridentifikation. Hierzu ist es vorteilhaft, das Grundprinzip (vgl. Kapitel 3) der hier verfolgten Methode zusammenzufassen:

Mit dem Versuchsfahrzeug werden fahrdynamische Messungen durchgeführt, womit das charakteristische Fahrverhalten des realen Fahrzeugs mit dem zu identifizierenden Reifen bestimmt wird. Mit dem Fahrzeugmodell und einem Handling-Reifenmodell werden dieselben Fahrmanöver simuliert. Aufgrund parametrischer Fehler des Reifenmodells weichen

die simulierten fahrdynamischen Zustände jedoch von den Messergebnissen ab. Die Quantifizierung dieser Abweichungen erfolgt über Gütefunktionale, wobei neben der Fehlerquadratberechnung zusätzliche Parameterbeziehungen bzw. Bestrafungen (sog. Penalties) bei einer Verletzung der Parameterbeziehungen festgelegt werden können. Die Aufgabe des Optimierers ist es, die Abweichung der simulierten Zustandsgrößen über eine Anpassung der Reifenmodellparameter iterativ zu minimieren. Unter Annahme der Konvergenz des Optimierers wird nach mehreren Iterationen ein Stand erreicht, bei welchem die Differenz der Zustandsgrößen aus Messung und Simulation minimal ist.

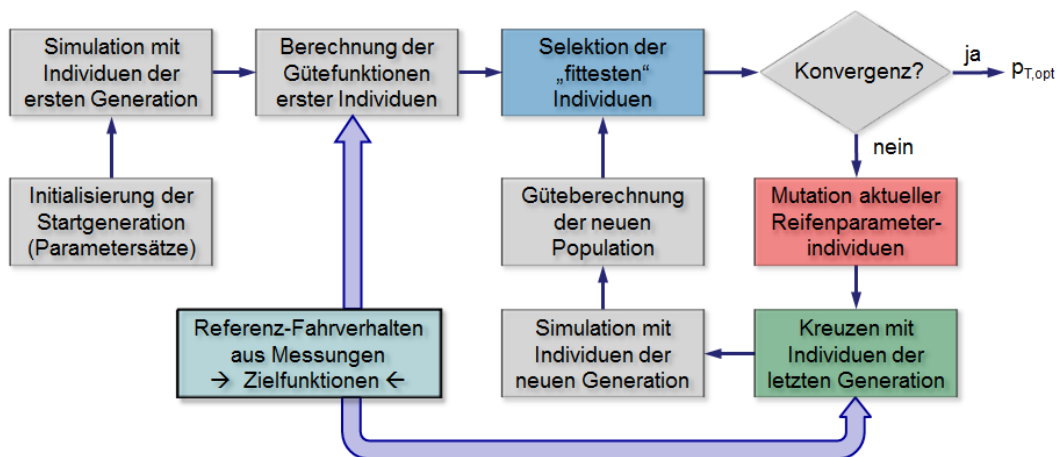


Abbildung 7.12: Funktionsablauf der Parameteridentifikation aus fahrdynamischen Messungen mit evolutionärem Algorithmus

Die programmiertechnische Umsetzung des Identifikationsverfahrens erfolgt in MATLAB/Simulink. Die schematische Darstellung des Ablaufes ist in Abbildung 7.12 ersichtlich. In den folgenden Abschnitten wird auf diesen Funktionsablauf der Parameteridentifikation genauer eingegangen.

7.4.1 Aufbereitung von Messdaten

Bevor der eigentliche Identifikationsprozess gestartet werden kann, sind einige Vorbereitungen zu treffen. Dazu zählen die Erzeugung von Zielfunktionen aus den Messdaten, die Strukturierung der Messdaten und die Approximation der Achssteifigkeit, welche in abgewandelter Form als Startparameter für die Schräglaufsteifigkeit der Reifen genutzt werden kann. Außerdem werden mittels einer Logik die Fahrsituationen in Klassen geteilt, um die Gültigkeit der für den Identifikationsprozess gewählten Manöver sicherzustellen.

Datenstrukturierung

Nach den fahrdynamischen Untersuchungen am Realfahrzeug werden die zur Reifenidentifikation benötigten Messdaten aufbereitet und in Strukturen gepackt. Diese Aufbereitung

betrifft neben der Umrechnung in SI-Einheiten auch die Offset-Korrektur einzelner Messgrößen und das Filtern der Messsignale. Für eine umfassende Beschreibung des realen Fahrzeuges empfiehlt sich Raddimension in die Struktur der Messdaten mit aufzunehmen. Damit kann die von der Einpresstiefe des Rades abhängige Spurweite im Fahrzeugmodell berücksichtigt bzw. modifiziert werden.

Zudem erfolgt die Umrechnung des im Bereich der vorderen Abschleppvorrichtung gemessenen Schwimmwinkels in den Fahrzeugschwerpunkt und in die vier Radaufstandspunkte nach 5.48 und 5.49. Um die Messdaten eindeutig zuordnen zu können, empfiehlt sich weitere Informationen über Fahrzeug (Typ und Radlasten), Reifen (Typ, Dimensionierung, Fülldruck und Zustand), Felgen (Typ und Einpresstiefen) und Umgebungsbedingungen (Luft- und Fahrbahntemperatur, Wetterverhältnis und Fahrbahnzustand) in der Datenstruktur zu berücksichtigen.

Für die Einbindung in den Identifikationsprozess werden die gefilterten und korrigierten Messdaten einzelnen Strukturen zugeordnet. Diese gliedern sich in Stellgrößen, Vergleichsgrößen sowie Zielgrößen und Verifikationsgrößen. Die Stellgrößen sind die Eingangsgrößen des Fahrzeugmodells. Dies sind die zeitlichen Verläufe von: Lenkradwinkel $\delta_{SW}(t)$, Motormoment $M_E(t)$, Bremsdrücke der Vorder- und Hinterräder $p_{WB,jk}(t)$ und aktive Getriebeübersetzung $i_{GB}(t)$.

Zu den Vergleichsgrößen zählen jene Variablen, welche für die Stellgrößenregelung (vgl. Abschnitt 6.2.2) verwendet werden können. Diese sind: Fahrzeuglängsgeschwindigkeit $v_{xB}(t)$ und Gierrate $\omega_{zB}(t)$.

Die Zielgrößen beschreiben das Fahrverhalten, welches durch die Anpassung der Reifeneigenschaften vom Fahrzeugmodell wiedergegeben werden soll. Nach Abschnitt 7.3.1 sind dies: Raddrehzahlen $\omega_{yjk}(t)$, Querbeschleunigung $a_{yB}(t)$, Schwimmwinkel $\beta(t)$ und Gierrate $\omega_{zB}(t)$.

Für die Verifikation des Fahrverhaltens werden weitere fahrdynamisch spezifische Größen wie Wank- und Nickwinkel oder die Radeinfederungen herangezogen. Diese sind jedoch für den Identifikationsprozess irrelevant, dienen jedoch der Überprüfung der Messergebnisse.

Als Ergebnis dieser Datenaufbereitung steht der zum jeweiligen Fahrmanöver gehörigen Messdatensatz in strukturierter Form für die weitere Verwendung bereit.

Approximation der Schräglaufsteifigkeit

Wie in Abschnitt 7.4.4 gezeigt wird, ist die Reihenfolge der Teiloptimierungen der Lastbereiche entscheidend für den Identifikationsprozess, da die jeweils nächste Teiloptimierung auf den Ergebnissen der vorherigen aufbaut. Die erste Teiloptimierung betrifft die Reifenparameter zur Identifikation des linearen Lastbereiches in Querrichtung, was im Allgemeinen der Schräglaufsteifigkeit des Reifens entspricht. Um auch hierbei einen Richtwert vorgeben

zu können, empfiehlt sich dessen Abschätzung aus der Ableitung des Einspurmodells.

Die Schräglaufsteifigkeit des Reifens kann näherungsweise über die reifenspezifische Halbachssteifigkeit bei querdynamischen Manövern bestimmt werden. Dafür wird einerseits die an der Hinterachse wirkenden Querkraft F_{yS2} sowie der Schräglaufwinkel α_2 der Hinterachse nach Gleichung 7.23 und 7.24 benötigt.

$$F_{yS2} = \frac{m_V \cdot a_{yB} \cdot l_{S1} - J_{zB} \cdot \dot{\omega}_{zB}}{(l_{S1} + l_{S2}) \cdot \cos(\delta_{S2})} \quad (7.23)$$

$$\alpha_{S2} = \delta_{S2} - \beta + \omega_{zB} \cdot \frac{l_{S2}}{v_{xB}} \quad (7.24)$$

Der hintere Radlenkwinkel δ_{S2} ergibt sich aus der Elastokinematik der Radaufhängung und basiert auf der Berechnung des Radeinschlagwinkels nach Gleichung 5.38. Da anhand der Halbachssteifigkeit nur ein Richtwert für die Schräglaufsteifigkeit des Reifens abgeleitet werden soll, genügt die Berücksichtigung eines linearen Zusammenhanges zwischen der Querkraft und dem sich aufgrund der Elastizitäten der Radaufhängung einstellenden Radlenkwinkel.

Die Halbachssteifigkeit ergibt sich aus dem Mittelwert des Verhältnisses Querkraft zu Schräglaufwinkel nach Gleichung 7.25. Dabei ist die achsspezifische Querkraft F_{yW2} zu halbieren, um der Querkraft pro Rad zu entsprechen:

$$c_\alpha = -\text{mean} \left(\frac{F_{yS2}}{2 \cdot \alpha_{S2}} \right) \quad (7.25)$$

Für die Bestimmung der Achssteifigkeit können beliebige quasi-stationäre Querdynamikmanöver herangezogen werden. Es ist jedoch darauf zu achten, dass nur jene Messabschnitte für die Abschätzung der Schräglaufsteifigkeit herangezogen werden, bei welchen der approximierte Schräglaufwinkel von max. $\alpha_{S2} = \pm 1,5^\circ$ eingehalten wird, um im linearen Kraftübertragungsbereich zu bleiben.

Erkennung der Fahrsituation

Die fahrdynamischen Messungen werden anhand einer Logik in vier Kategorien unterteilt, um diese der folgenden Parameteridentifikation zuordnen zu können. Die Kategorien orientieren sich an den definierten Lastbereichen „längsdynamisch linear“, „querdynamisch linear“, „längsdynamisch nichtlinear“ und „querdynamisch nichtlinear“ entsprechend Tabelle 7.3.

Die strukturierten Messdaten werden anhand dieser Logik überprüft. Jene Zeitbereiche der Manöver, welche die Bedingungen erfüllen, werden als „aktiv“ definiert. In der Parameteridentifikation wird zwar der gesamte Zeitbereich einzelner Manöver nach Abschnitt 4.2 simuliert, zur Optimierung werden jedoch nur aktive Zeitspannen herangezogen. Damit kann sichergestellt werden, dass keine gegenseitige Beeinflussung von längs- und querdyna-

Lastbereich	v_{xB} [m/s]	a_{xB} [m/s ²]	\dot{a}_{xB} [m/s ³]	a_{yB} [m/s ²]	\dot{a}_{yB} [m/s ³]	ω_{zB} [°/s]
Längsdynamisch linear	≥ 10	≤ 5	≤ 5	≈ 0	≤ 2	≈ 0
Querdynamisch linear	≥ 10	≈ 0	≤ 2	≤ 4	≤ 5	≤ 7
Längsdynamisch nichtlinear	≥ 10	≥ 4	≤ 5	≤ 1	≤ 2	≈ 0
Querdynamisch nichtlinear	≥ 10	≤ 1	≤ 2	≥ 3	≤ 5	≥ 7

Tabelle 7.3: Wertetabelle zur Klassifizierung der Fahrmanöver in Lastbereiche

mischen Eigenschaften stattfindet und lineare sowie nichtlineare Bereiche von vornherein getrennt betrachtet werden.

7.4.2 Initialisierung und Güteberechnung der Startpopulation

Durch die Aufbereitung der Messdaten, wie im vorigen Abschnitt beschrieben, wird die Datenbasis für die Identifikation der Reifeneigenschaften aus fahrdynamischen Messungen bereitgestellt. Zu Beginn des Identifikationsprozesses erfolgen die Auswahl der zu optimierenden Reifenparameter sowie deren untere und obere Schranken entsprechend des anzuwendenden Reifenmodells TMeasy oder MF-Tyre. Sowohl die Parameterbezeichnung als auch die Schranken sind in Tabelle 7.1 bzw. Tabelle 7.2 zu finden. Vom Optimierungsalgorithmus werden nur jene Parameter variiert, welche in den Tabellen angeführt sind. Weitere Parameter der jeweiligen Reifenparameterdatei bleiben unberührt.

Mit den zu optimierenden Reifenparametern wird die Startpopulation erzeugt. Die Individuen der Population stellen dabei zufällige Parameterkonstellationen innerhalb der festgelegten Parametergrenzen dar. Wie diese Individuen entstehen und zusammengesetzt werden, ist in Abschnitt 7.3.3 beschrieben. Das erste Individuum dieser Generation kann jedoch auch mit bestimmten Parametergrößen besetzt werden. Damit besteht die Möglichkeit, bereits existierende Parameterdatensätze von ähnlichen Reifen in den Identifikationsprozess einzubinden, um das Auffinden des globalen Minimums zu beschleunigen. Jedes Individuum stellt einen separaten Reifenparametersatz dar, womit das in Abschnitt 7.1 beschriebene Handling-Reifenmodellen MF-Tyre oder TMeasy parametrisiert wird.

Vor Erzeugung der Startpopulation werden jedoch noch die Steuergrößen des Optimierers gesetzt. In der verwendeten Varianten „DE/current-to-best/elitism“ des Optimierungsverfahrens werden die Mutationsfaktoren mit $F_1 = F_2 = 0,8$ und die Rekombinationsrate mit $CR = 0,5$ gewählt. Die Populationsgröße D ist von der Anzahl der zu optimierenden Parameter abhängig und wird zwischen $D = 5$ (bei linearen Reifeneigenschaften) und $D = 10$ (bei nichtlinearen Reifeneigenschaften) gewählt. Mit der Initialisierung sind außerdem die Parametergrenzen festzulegen, welche ebenfalls den Tabellen 7.1 und 7.2 zu entnehmen sind.

Mithilfe des nichtlinearen Zweispurmodells aus Abschnitt 5.1 wird das Fahrverhalten

mit allen Parameterkonstellationen der ersten Generation simuliert. Die verwendeten Eingangsgrößen des Modells (Lenkradwinkel, Motormoment usw.) stammen aus den aufbereiteten Messdaten des Fahrversuches und entsprechen den detektierten Fahrsituationen laut Tabelle 7.3. Um das Einschwingverhalten des Fahrzeugmodells zu verkürzen, wird der gemessene Fahrzustand zum Zeitpunkt des Simulationsstarts geeignet initiiert.

Die Zielfunktionen aus Raddrehahlen, Querbesehleunigung, Gierrate und Schwimmwinkel, welche das SOLL-Verhalten darstellen, ergeben sich ebenso aus den Fahrversuchsdaten. Diese werden zur Bestimmung des Gütefunktionalis jedes einzelnen Individuums der Startpopulation herangezogen. Die Berechnung des Gütefunktionalis erfolgt mittels einfacher Fehlerquadratberechnung zwischen Messung und Simulation nach Gleichung 7.16 bzw. 7.17. Es werden jedoch nur jene Zeitabschnitte einer Messung herangezogen, welche sich laut den Wertebereichen in Tabelle 7.3 den Fahrsituationen zuweisen lassen.

7.4.3 Iterativer Optimierungsprozess

Nach der Simulation mit der Startpopulation und der Bestimmung der Gütefunktionale zu jedem Individuum startet der iterative Optimierungsprozess der Reifenmodellparameter. Dafür wird vorerst den Individuen, also den Reifenparametersätzen, ein Fitnesswert zugewiesen, welcher auf den Ergebnissen der Gütefunktionale basiert. Entsprechend der Fitnesszuweisung werden bestimmte Individuen ausgewählt. Dies entspricht der Selektion des Optimierungsverfahrens. Wie in Abschnitt 7.3.3 erwähnt, wird in dieser Arbeit der „elitism“-Selektionsansatz umgesetzt. Hierbei wird das beste aber nicht selektierte Individuum der letzten Generation mit dem schlechtesten Individuum der aktuellen Generation verglichen. Jenes Individuum mit dem besseren Fitnesswert wird im Selektionsverfahren berücksichtigt, das andere wird eliminiert.

Sofern keines der Individuen das Gütekriterium erfüllt, erfolgt mit der Mutation der nächste Schritt des Prozesses. Dabei werden, wie in Abbildung 7.11 dargestellt, die selektierten Individuen durch das Aufspannen von Richtungsvektoren anderer Individuen zufällig verändert. Mit der Rekombination werden aus den mutierten Individuen neue Parametersätze gebildet, wobei die Art der Kreuzung mit Individuen der letzten Generation durch die Steuergrößen des Optimierers vorgegeben werden.

Aus der Mutation und Rekombination entsteht eine neue Generation von Individuen. Nun erfolgt wiederum die Gütebestimmung der einzelnen Individuen aus der Simulation des Modells mit anschließender Fitnesszuweisung, womit sich der Optimierungskreislauf schließt. Dieser iterative Prozess läuft solange, bis die Güteanforderung erfüllt ist und somit jenes Individuum gefunden ist, welches die Eigenschaften des Reifens auf der getesteten Fahrbahn am besten repräsentiert.

7.4.4 Sequentielle Parameteridentifikation

Die Identifikation der linearen und nichtlinearen Reifeneigenschaften in Umfangs- und Querrichtung erfolgt entsprechend der Charakterisierung des Reifenverhaltens (vgl. Abschnitt 7.2) in vier Teilschritten, wodurch nicht alle Reifenparameter gleichzeitig optimiert werden müssen. Dies bietet den Vorteil, dass einerseits in den gegebenen Fahrmanövern auf die spezifischen Reifeneigenschaften eingegangen werden kann. Andererseits kann im jeweiligen Identifikationsprozess, aufgrund des Ähnlichkeitsprinzips, auf die Ergebnisse der vorherigen Teilidentifikation aufgebaut werden, wie in Abschnitt 7.1.2 des Reifenmodells TMeasy erläutert. Die Reihenfolge dieser sequentiellen Parameteridentifikation ist entscheidend für den gesamten Prozess und wird daher im Folgenden beschrieben. Die schematische Darstellung des Prozesses in Abbildung 7.13 soll hierbei als grafische Erläuterung dienen.

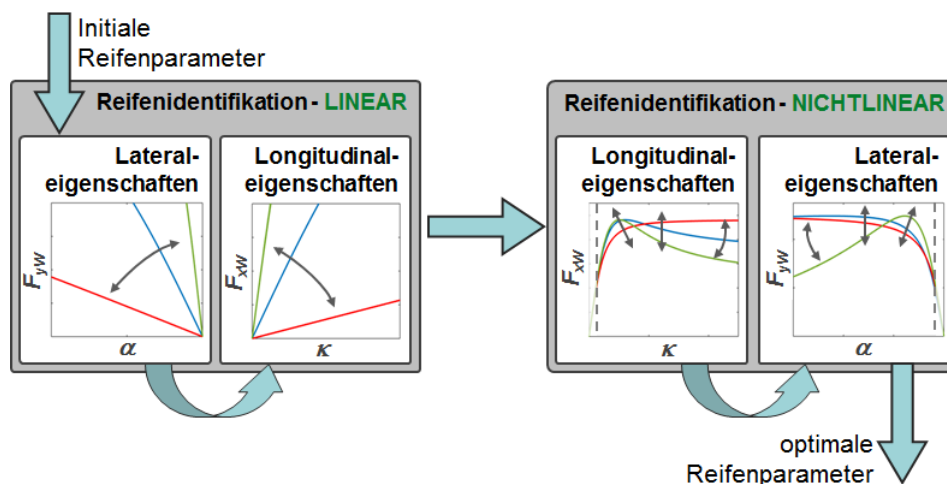


Abbildung 7.13: Schematische Darstellung des sequentiellen Identifikationsprozesses

Ausgehend von einer Reifenparameterdatei, welche sich aus Standard-Parametern der nicht zu identifizierenden Reifeneigenschaften und Initial-Parametern der zu identifizierenden Reifeneigenschaften in deren Grenzen zusammensetzen (vgl. Abschnitt 7.2.1), erfolgt die erste Teilidentifikation. Dabei werden jene Modellparameter variiert, die das lineare Kraftübertragungsverhalten des Reifens in Querrichtung beschreiben. Durch die Approximation der Schräglaufsteifigkeit mithilfe des Ansatzes vom linearen Einspurmodell (siehe Gleichung 7.23 und 7.24) wird für diesen Identifikationsschritt bereits eine gute Initialparametrierung sichergestellt. Das Resultat dieser ersten Identifikation ist eine Schräglaufsteifigkeit des Reifens. Die sich ergebende Reifenparameterdatei dient der Initialisierung des zweiten Identifikationsschrittes.

Im zweiten Schritt wird die Schlupfsteifigkeit des Reifens in Umfangsrichtung identifiziert. Mit Berücksichtigung einer grundsätzlichen Ähnlichkeit der Umfangskraft- und Querkraftcharakteristik werden die Startparameter aus der Reifenschräglaufsteifigkeit des ersten

Identifikationsschrittes abgeleitet und ermöglichen damit auch in diesem Fall eine Eingrenzung des Parameterraumes. Aufgrund der sich ergebenden Radlasten bei Beschleunigungs- und Bremsmanövern sowie durch die unterschiedliche Bremsmomentverteilung zwischen Vorder- und Hinterräder ergibt sich eine hohe Variabilität an Zuständen pro Rad. Da alle vier Reifen in den Identifikationsprozess eingebunden sind, kann eine Vielzahl an Betriebszuständen berücksichtigt werden, was eine präzise Charakterisierung des Kraftübertragungsverhaltens ermöglicht. Dabei ist jedoch sicherzustellen, dass derselbe Reifentyp mit derselben Konditionierung (Profiltiefe, Temperatur und Fülldruck) an der Vorder- und Hinterachse verwendet wird. Mit Abschluss des zweiten Identifikationsschrittes stehen Modellparameter zu Verfügung, welche das lineare Kraftübertragungsverhalten des Reifens beschreiben.

Anschließend an die Identifikation linearer Reifeneigenschaften erfolgt die Optimierung jener Modellparameter, welche die nichtlinearen Eigenschaften des Reifens charakterisieren. Anders als bei den linearen Reifeneigenschaften wird hierbei jedoch mit der Untersuchung des längsdynamischen Verhaltens begonnen. Diese Reihenfolge ist aufgrund zweier Gegebenheiten begründet:

Erstens gelingt es im quasi-stationären Zustand nicht, einen Schräglaufwinkel bei maximaler Kraftübertragung und darüber hinaus aufzubauen, wie auch in Abschnitt 6.1.4 gezeigt wird. Daher sind in diesen Bereichen keine Messdaten vorhanden und ermöglichen somit auch keine Parameteridentifikation auf deren Basis. Längsdynamisch gelingt es jedoch den Reifen bis zum Blockieren und somit bei maximalem Umfangsschlupf zu betreiben. Zumindest die maximal übertragbare Umfangskraft kann hier als Ausgangspunkt für die Bestimmung der maximal übertragbaren Querkraft genutzt werden, da diese Kräfte im Gleitbereich des Reifens ähnlich sind.

Zweitens erfordert der quasi-stationäre, nichtlineare Bereich des Reifens in Querrichtung ein entsprechendes Antriebsmoment, um die bei der erforderlichen Fahrgeschwindigkeit auftretenden Fahrwiderstände zu überwinden. Dieses Antriebsmoment verursacht jedoch eine Umfangskraft am Reifen, weshalb an den angetriebenen Rädern stets eine kombinierte Reifenkraft auftritt. Um ausgehend von den kombinierten Reifenkräften auf das reine Querkraftverhalten schließen zu können, soll zumindest das Übertragungsverhalten der reinen Umfangskraft bekannt sein.

Aufgrund beider genannter Gründe erfolgt somit vorerst die Identifikation der nichtlinearen Reifeneigenschaften in Umfangsrichtung. Da rein längsdynamische Fahrmanöver betrachtet werden, die den zugehörigen Wertebereichen in Tabelle 7.3 entsprechen, kann sichergestellt werden, dass keine nennenswerte Beeinflussung durch die Querdynamik stattfindet. Die verwendete Reifenparameterdatei beinhaltet bereits optimierte Parameter zur Beschreibung des linearen Kraftübertragungsverhaltens aus den ersten beiden Identifikationsschritten. Nun werden jene Modellparameter variiert und optimiert welche das Kurven-

maximum und den zugehörigen Schlupf, die Kurvenkrümmung sowie die Maximalkraft im Gleitbereich beschreiben. Die sich einstellende Radlastverlagerung sowie die unterschiedliche Bremsmomentverteilung zwischen Vorder- und Hinterräder kann auch hier genutzt werden, um eine hohe Anzahl an Betriebspunkten des Reifens gleichzeitig zu berücksichtigen.

Die in Umfangsrichtung optimierten Reifenmodellparameter werden im letzten Schritt der sequentiellen Parameteridentifikation genutzt, um das nichtlineare Kraftübertragungsverhalten des Reifens in Querrichtung zu bestimmen. Meistens ist die maximal übertragbare Querkraft etwas größer als die Umfangskraft. Gleichzeitig kann davon ausgegangen werden, dass der Schräglaufwinkel bei maximaler Querkraft ähnlich dem Schlupf bei maximaler Umfangskraft ist. Diese beiden Beziehungen eignen sich, um den Parameterraum zur Beschreibung der maximalen Querkraftübertragung stark einzuschränken. Außerdem weist der Reifen in Querrichtung keine abreißende Charakteristik auf, die Querkraft verringert sich somit nicht mit größer werdendem Schräglaufwinkel. Diese Bedingung muss von den Individuen bzw. Parameterkonstellationen erfüllt werden, um als mögliches Ergebnis der Optimierung in Betracht gezogen zu werden. Anhand dieser drei Eigenschaften: Größe und Position des Querkraftmaximums und Verhalten im Gleitbereich kann das Übertragungsverhalten des Reifens auch bei nicht existenten Messdaten näherungsweise bestimmt werden.

Mit dem letzten Schritt sind die quasi-stationären Eigenschaften des Reifens in Umfangs- und Querrichtung vollständig identifiziert. Das Ergebnis ist eine Parameterdatei für das jeweilige Handling-Reifenmodell nach Abschnitt 7.1, welches aufgrund des Identifikationsverfahrens eine realitätsnahe Kraftübertragung zwischen Reifen und Fahrbahn wiedergibt. Das Fahrverhalten wird dadurch in der Simulation präziser beschrieben bzw. ermöglichen die anhand dieser Methode bestimmten Reifenmodellparameter erst die Beschreibung des realen Fahrverhaltens auf unterschiedlichen Fahrbahnen.

Kapitel 8

Validierung der Identifikationsmethodik

Die bisherigen Kapitel beschreiben die Entwicklung einer Methode, um mittels Fahrzustandsbeobachtung die Eigenschaften des Reifens aus fahrdynamischen Messungen am realen Fahrzeug zu identifizieren. Für die Validierung der Methode wird diese zur Identifikation eines Serienreifens (siehe hierzu Abschnitt 4.1) angewandt. Dabei werden die Ergebnisse der Identifikation aus Fahrzeugmessungen mit Ergebnissen aus Reifenprüfstandsmessungen verglichen. Die Reifeneigenschaften aus Prüfstandsmessungen wurden vorab von erfahrenen Experten an die Gegebenheiten der Teststrecke angepasst, um ein repräsentatives Kraftübertragungsverhalten sicherzustellen. An dieser Stelle sei darauf hingewiesen, dass die quasi-stationären Reifeneigenschaften aus Prüfstandsmessungen nicht in die Parameteroptimierung einfließen, sondern lediglich der Gegenüberstellung der Ergebnisse dienen.

Die Ergebnisse aus der Identifikation eines Testreifens werden in den folgenden Abschnitten dargestellt und diskutiert. Dabei werden die vier Identifikationsschritte, mittels dem sequentiellen Ablauf in Abschnitt 7.4.4, separat betrachtet. Das verwendete Versuchsfahrzeug entspricht jenem aus Abschnitt 4.1. Die fahrdynamischen Messungen beschreiben das Fahrverhalten des Versuchsfahrzeuges auf der Teststrecke bei trockenen Fahrbahnverhältnissen und einer mittleren Umgebungstemperatur von $T_U = 17^\circ\text{C} \pm 3^\circ\text{C}$. Der dargestellte Testreifen ist ein Continental SportContact3 in der Dimension 245/40 R18 mit einem Fülldruck von $p_W = 3,0 \text{ bar}$.

8.1 Querdynamisches Fahrverhalten im linearen Bereich

Ziel des ersten Identifikationsschrittes ist die Bestimmung der linearen Reifeneigenschaften in Querrichtung. Diese entsprechen der Schräglaufsteifigkeit des Reifens. Die Reifeneigenschaften, von welchen aus die Optimierung gestartet wird, werden durch Standardparameter der nicht zu optimierenden Reifeneigenschaften und Zufalls-Parameter der zu

optimierenden Reifeneigenschaften in ihren Grenzen gesetzt.

8.1.1 Sinuslenken als Fahrmanöver

Als fahrdynamisches Manöver wird ein niederfrequentes Sinuslenken bei geringer Querlast und annähernd konstanter Fahrgeschwindigkeit durchgeführt. Für diese Teiloptimierung kommt die längsdynamische Stellgrößenregelung zur Anwendung (siehe Abschnitt 6.3.2 - Regelstrategie für Reifenidentifikation in Querrichtung). Dabei wird der Lenkradwinkel als Modelleingang aus der Messung übernommen. Das Antriebsmoment bzw. die Bremsdrücke werden geregelt, um das gleiche Längsgeschwindigkeitsprofil in der Simulation wie im realen Fahrversuch zu erzielen. Abbildung 8.1 zeigt den zeitlichen Verlauf des Lenkradwinkels als Stellgröße sowie den zeitlichen Verlauf der Längsgeschwindigkeit als Regelgröße.

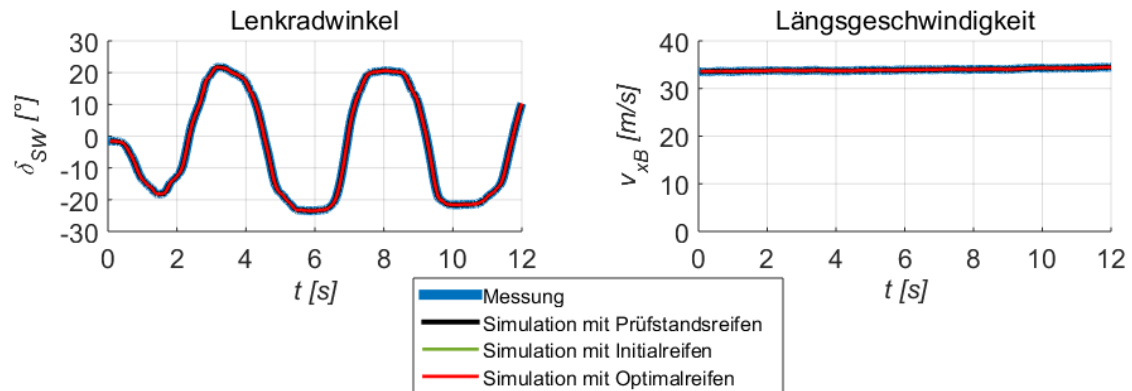


Abbildung 8.1: Stell- und Regelgröße beim niederfrequenten Sinuslenkmanöver

Die in blau dargestellten Kurvenverläufe stellen den gemessenen Lenkradwinkel (links) sowie die gemessene Längsgeschwindigkeit (rechts) dar. Die aus der Simulation stammenden Größen werden anhand der in rot gehaltenen Kurvenverläufe dargestellt. Die Lenkfrequenz beträgt annähernd $0,25 \text{ Hz}$ bei einer Amplitude von näherungsweise 20° . Die Längsgeschwindigkeit beträgt konstant $34 \frac{\text{m}}{\text{s}}$.

8.1.2 Vergleichsgrößen zur Gütebestimmung

Für die Gütebestimmung werden die fahrdynamischen Größen: Querbeschleunigung a_{yB} , Schwimmwinkel β und Gierrate ω_{zB} herangezogen. Die zeitlichen Verläufe dieser fahrdynamischen Größen sind Abbildung 8.2 zu entnehmen. Zusätzlich sind die Grenzen entsprechend der Klassifizierung des Fahrmanövers (siehe hierzu Abschnitt 7.4.1) eingezeichnet. Bereiche außerhalb dieser Grenzen, also $-4 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} > a_{yB} > 4 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$, werden für die Identifikation der linearen Reifeneigenschaften in Querrichtung außer Acht gelassen.

Die hier dargestellten Fahrdynamikgrößen zeigen Ergebnisse aus Messung (blaue Kurven) und Simulation (schwarze, grüne und rote Kurven). Die Simulationsergebnisse beziehen sich auf unterschiedliche Reifenparametrierungen. Die schwarzen Kurvenverläufe zeigen

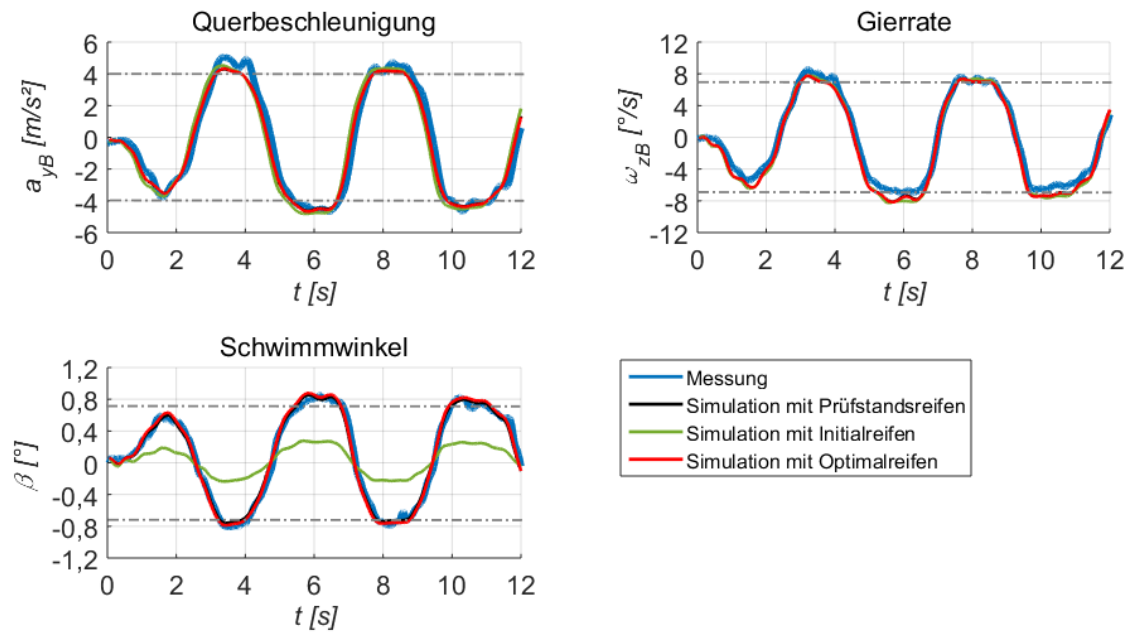


Abbildung 8.2: Vergleichsgrößen eines niederfrequenten Sinuslenkmanövers

die Ergebnisse der Simulation mit den aus Prüfstandmessungen bestimmten Reifenparametern. In den folgenden Abschnitten wird dieser Reifen als „Prüfstandsreifen“ bezeichnet. Die grünen Kurvenverläufe beziehen sich auf Simulationsergebnisse, welche sich aus den initialen Reifenparametern ergeben, ohne die Schräglaufsteifigkeit vorab zu approximieren (vgl. Abschnitt 7.4.1). Dieser Reifens wird als „Initialreifen“ bezeichnet. Es zeigt sich, dass aufgrund der fehlerhaften Reifenparametrierung vor allem der Schwimmwinkelverlauf sehr stark vom Messergebnis abweicht. In rot dargestellt sind jene Simulationsergebnisse, welche mit den optimierten Reifenparametern aus der Identifikation erzielt werden. Entsprechend wird dieser Reifen als „Optimalreifen“ bezeichnet. Mit diesem Optimalreifen ist eine deutliche Verbesserung speziell im Bereich des Schwimmwinkelverlaufs zu erkennen, was die Aussage zulässt, dass das lineare Reifenverhalten einen großen Einfluss auf den Schwimmwinkel hat.

8.1.3 Resultierende Kraft-Schräglaufwinkel-Kurve

Die durch den ersten Optimierungsprozess identifizierten Reifenmodellparameter werden anhand der sich daraus ergebenden Querkraftcharakteristiken bei zwei unterschiedlichen Radlasten (2000 N und 6000 N) in Abbildung 8.3 dargestellt. Die Kurvenverläufe (grün) des Initialreifens ohne approximierten Schräglaufsteifigkeit zeigen eine zu hohe Anfangssteigung. Die Parametrierung dieses Reifens ist bewusst derart falsch gewählt, um die Gültigkeit der Methode auch bei unbekanntem Fahrbahnverhältnissen zu demonstrieren. Die Kurven des Optimalreifens (rot) und des Prüfstandsreifens (schwarz) zeigen hingegen eine sehr gute Übereinstimmung im linearen Bereich.

Der nichtlineare Bereich der Kraftübertragung wird erst ab dem dritten Identifikationsschritt (vgl. Abschnitt 8.3 und Abschnitt 8.4) optimiert. Parameter zur Beschreibung des Kurvenverlaufes über den linearen Bereich hinaus bleiben hier somit unberührt, weshalb die Querkraft bei einem Schräglaufwinkel von $\alpha < -2^\circ$ vorerst noch deutlich abweicht.

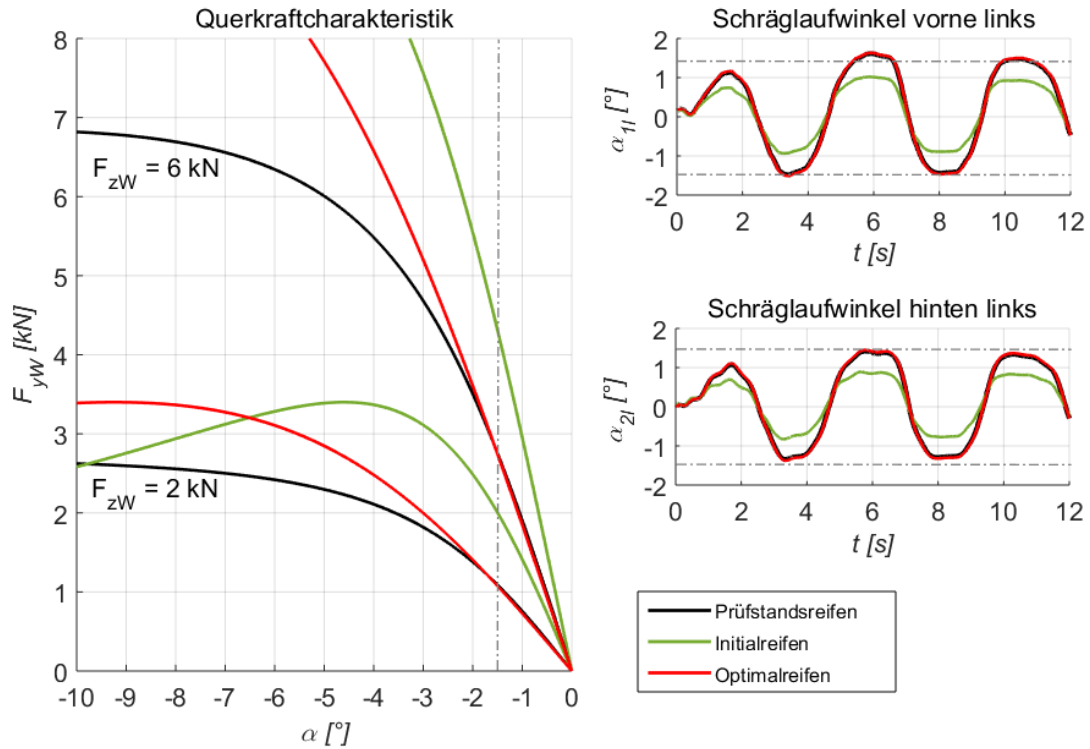


Abbildung 8.3: Resultierende Kraft-Schräglaufwinkel-Kurve im linearen Betriebsbereich des Reifens

Obwohl es nicht das Ziel der Optimierung ist, die Reifenparameter aus Fahrzeugmessungen an jene aus dem Prüfstandsversuch heranzuführen, so ist doch bereits aus den Vergleichsgrößen ersichtlich, dass die Simulationsergebnisse mit dem Prüfstandsreifen gut das reale Fahrzeugverhalten wiedergeben. Dieselben fahrdynamischen Zustände können mit dem Optimalreifen erzielt werden, weshalb die linearen Reifeneigenschaften in Querrichtung als korrekt identifiziert betrachtet werden.

Anhand der Schräglaufwinkelverläufe werden noch jene zeitlichen Abschnitte verdeutlicht, welche sich im linearen Bereich des Reifens befinden und daher zur Berechnung vom Gütefunktional herangezogen werden. Deutlich erkennbar ist der geringe Schräglaufwinkelbedarf des Initialreifens aufgrund der zu hohen Schräglaufsteifigkeit, welche im Zuge der Parameteroptimierung korrigiert wird.

8.2 Längsdynamisches Fahrverhalten im linearen Bereich

Im zweiten Schritt werden die linearen Reifeneigenschaften in Umfangsrichtung bestimmt. Ziel ist die Identifikation der Schlupfsteifigkeit des Reifens. Diese Teiloptimierung startet mit einer Reifenparameterdatei, welche bereits die optimierten Parameter zur Beschreibung der Schräglaufsteifigkeit beinhaltet.

8.2.1 Bremsen auf der Geraden als Fahrmanöver

Basis dieses Identifikationsschrittes sind die Messergebnisse eines Bremsmanövers auf ebener Fahrbahn ohne querdynamischen Einfluss. Hierbei kommt sowohl die längsdynamische als auch querdynamische Stellgrößenregelung zur Anwendung. Der Lenkradwinkel wird derart geregelt, dass die Gierrate des Modells jener aus dem Fahrversuch entspricht. Die querdynamische Regelung des Modells verhindert dabei eine mögliche ungewollte Drehbewegung des Modells um die Hochachse, wie sie bei einer ungleichen Bremsmomentverteilungen zwischen linken und rechten Rädern oder aufgrund parametrischer Fehler des Fahrzeugmodells auftreten könnten. Durch die längsdynamische Regelung ist sichergestellt, dass die simulierte Längsgeschwindigkeit der tatsächlichen Geschwindigkeit (über Grund) des realen Fahrzeuges entspricht. Diese präzise Abbildung des Geschwindigkeitsverlaufes ist erforderlich, da die Optimierung der Reifeneigenschaften in Umfangsrichtung über die Anpassung der Raddrehzahlen erfolgt.

Abbildung 8.4 zeigt die zeitlichen Verläufe der Bremsdrücke an Vorder- und Hinterachse und den Lenkradwinkel als Stellgrößen sowie die Längsgeschwindigkeit und die Gierrate als Regelgrößen bei einem Bremsmanöver im ausgekuppelten Zustand. Die Ausgangsgeschwindigkeit beträgt $33 \frac{m}{s}$. Das Bremsmoment wird durch kontinuierliche Erhöhung des Bremsdrucks gesteigert.

Die simulierte Längsgeschwindigkeit entspricht aufgrund der Stellgrößenregelung exakt der gemessenen Geschwindigkeit des Versuchsfahrzeuges. Die zeitlichen Verläufe der Bremsdrücke an den Vorder- und Hinterrädern zeigen die dafür notwendige Anpassung. Hierbei ist festzuhalten, dass die Bremsdrücke achsselektiv geregelt werden. Die beiden unteren Darstellungen lassen auf die Funktionsweise der Querdynamikregelung schließen. Die Regelung startet $0,25 s$ nach Simulationsbeginn, hier also bei $t = 0,75 s$. Daher entspricht der Lenkradwinkel der Simulation vorerst exakt dem Lenkradwinkel des Versuchsfahrzeuges. Dem zeitlichen Verlauf der gemessenen Gierrate kann jedoch trotz Initialisierung bei Simulationsbeginn nicht genau gefolgt werden. Ab $t = 0,75 s$ wird die Querdynamikregelung aktiv und reduziert die Abweichung der Gierrate durch Anpassung des Lenkradwinkels.

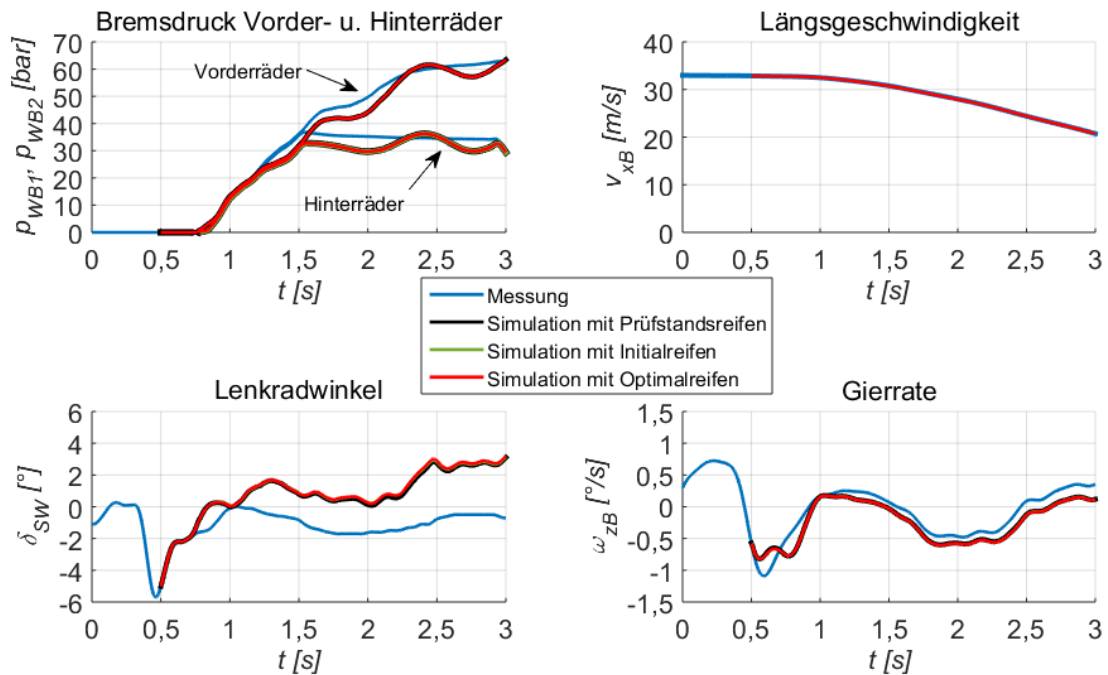


Abbildung 8.4: Stell- und Regelgröße bei einem Bremsmanöver zur Identifikation der Schlupfsteifigkeit

8.2.2 Vergleichsgrößen zur Gütebestimmung

Zur Berechnung des Gütefunktional werden die vier Raddrehzahlen ω_{yjk} herangezogen. Exemplarisch sind die zeitlichen Verläufe des vorderen und des hinteren linken Rades in Abbildung 8.5 dargestellt. Wie schon in Abbildung 8.2 sind auch hier Messgrößen (blaue Kurven) und Simulationsgrößen (Kurven in schwarz, grün und rot mit unterschiedlicher Reifenparametrierung) gegenübergestellt. Anders als bei der vorherigen Teilidentifikation basiert der Initialreifen jedoch nicht auf zufällig gewählten Parametern, sondern es werden die Startparameter für die Schlupfsteifigkeit aus der identifizierten Schräglaufsteifigkeit abgeleitet (vgl. Abschnitt 7.4.4 - erstes Individuum der Startpopulation). Daher sind bereits mit dem Initialreifen nur geringe Abweichungen zwischen Messung und Simulation erkennbar.

Anhand der gezeichneten Grenzlinie in der Darstellung des Längsbeschleunigungsverlaufes ist jener Zeitbereich zu sehen, welcher für die Identifikation der Schlupfsteifigkeit herangezogen wird. Dieser beginnt bei $t = 0,5$ s und endet bei $t = 1,5$ s mit Überschreitung des Lastbereiches bei $a_{xB} = 5 \frac{m}{s^2}$ entsprechend dem Wertebereich für längsdynamisch lineares Fahrverhalten in Tabelle 7.3. Eine Begründung des Grenzwertes von $5 \frac{m}{s^2}$ erfolgt anhand der Beschreibung der Schlupfverläufe in Abbildung 8.6.

Vergleicht man die Kurvenverläufe der Simulationen so ist zu erkennen, dass die mit dem Initialreifen simulierten Raddrehzahlen etwas größer sind als jene der Messung. Mit dem Optimalreifen werden die Drehzahlverläufe aber sehr gut wiedergegeben. Dies lässt

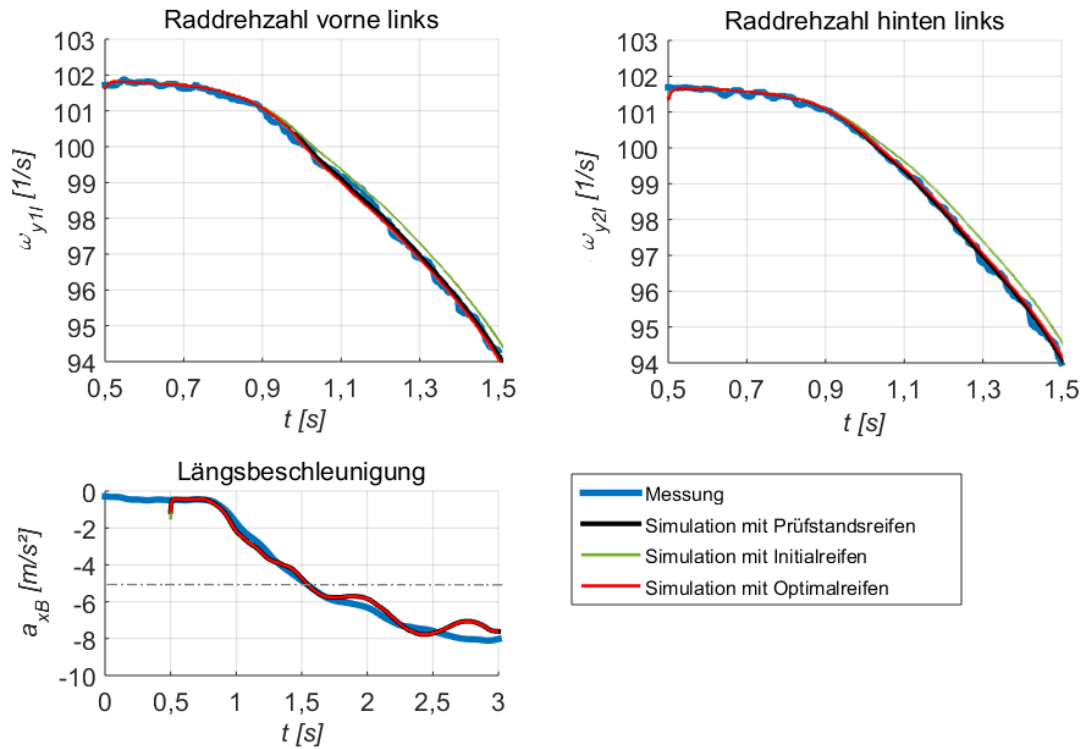


Abbildung 8.5: Raddrehzahlen als Vergleichsgrößen und Längsbeschleunigung zur Bestimmung des linearen Kraftübertragungsbereiches

auf eine Reduzierung der Schlupfsteifigkeit durch die Optimierung schließen, was anhand der resultierenden Kraft-Schlupf-Kurve im folgenden Abschnitt bestätigt wird.

8.2.3 Resultierende Kraft-Schlupf-Kurve

Analog zur resultierenden Querkraftcharakteristik wird für diese Teilidentifikation in Abbildung 8.6 die Umfangskraftcharakteristik bei den Radlasten $F_z = 2000\text{ N}$ und $F_z = 6000\text{ N}$ dargestellt. Wie anhand der Beschreibung zu Abbildung 8.5 bereits angemerkt, weist der Initialreifen eine zu hohe Schlupfsteifigkeit auf. Durch die Optimierung wird diese Schlupfsteifigkeit reduziert, in dem hier dargestellten Fall um ca. 50%. Die resultierende Kraft-Schlupf-Kurve des Optimalreifens zeigt bei einer Radlast von $F_z = 6000\text{ N}$ vollständige Übereinstimmung mit dem Prüfstandsreifen. Bei $F_z = 2000\text{ N}$ besteht eine Abweichungen von ca. 20%.

Die beiden rechten Graphen in Abbildung 8.6 zeigen den zeitlichen Verlauf des resultierenden Umfangsschlupfes vom linken Vorder- und Hinterrad. Die unterschiedlichen Kurvenverläufe zwischen Initialreifen und Optimal- bzw. Prüfstandsreifen spiegeln die Drehzahldifferenzen aus Abbildung 8.5 wieder. Bei den Darstellungen der Schlüpfte ist der Grenzbereich für das lineare Verhalten bei $\kappa = -1,5\%$ gekennzeichnet. Zu sehen ist, dass am Vorderrad der Grenzbereich bereits bei $t = 1,25\text{ s}$ erreicht wird, am Hinterrad hingegen erst bei $t = 1,5\text{ s}$. Um den vollen linearen Bereich der Kraftübertragung an den Hinterrädern

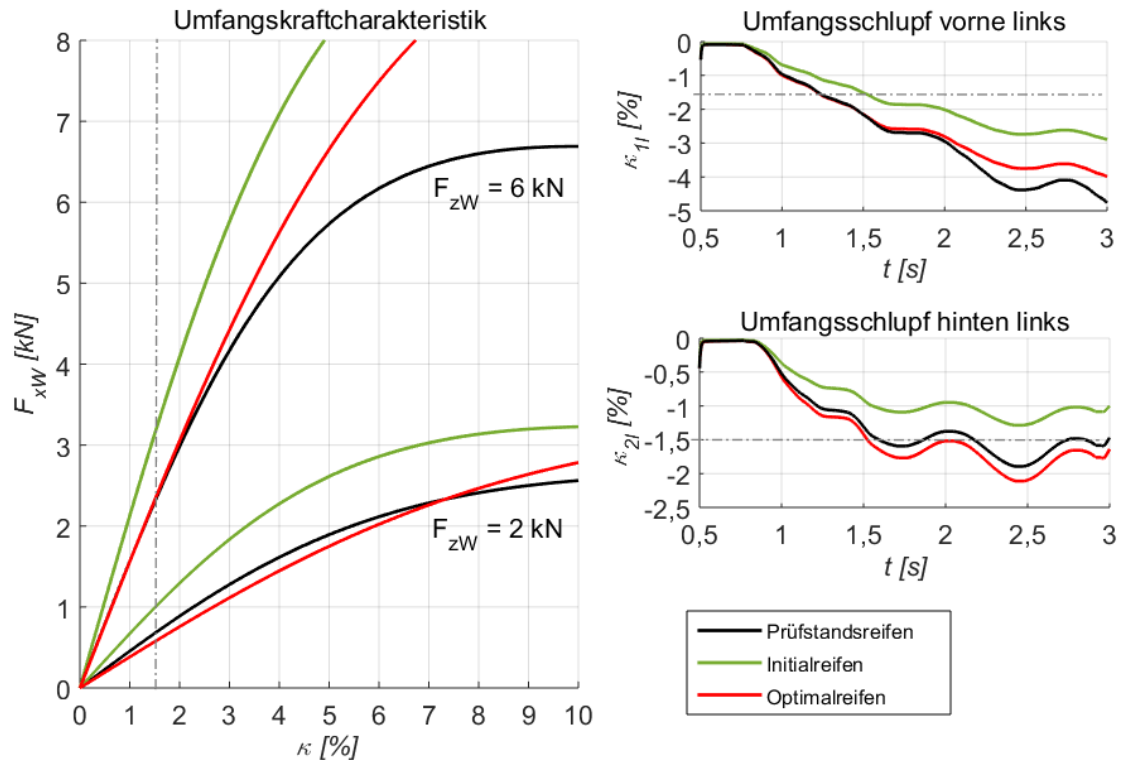


Abbildung 8.6: Resultierende Kraft-Schlupf-Kurve im linearen Betriebsbereich des Reifens

nutzen zu können, liegt der Grenzwert für die Manöverklassifizierung bei $a_{xB} = 5 \frac{m}{s^2}$ (siehe oben). Mit diesem Grenzwert überschreiten die Vorderräder jedoch den linearen Kraftübertragungsbereich. Durch die Einteilung in Lastbereiche nach Abschnitt 7.3.2 und der entsprechenden Gewichtung nach Abbildung 7.9 bleibt der nichtlineare Kraftübertragungsbereich jedoch unberücksichtigt und beeinflusst nicht die Parameter des Reifenmodells, welche den linearen Kraftübertragungsbereich charakterisieren.

8.3 Längsdynamisches Fahrverhalten im nichtlinearen Bereich

Nach der Identifikation des linearen Kraftübertragungsverhaltens erfolgt die Bestimmung der nichtlinearen Reifeneigenschaften in Umfangsrichtung. Bereits optimierte Parameter zur Beschreibung der Schlupfsteifigkeit bleiben unberührt. Ziel ist es die maximale Kraftübertragung und den zugehörigen Schlupf sowie das Kraftübertragungsverhalten im Gleitbereich zu identifizieren.

8.3.1 Geradeausbremsen mit maximaler Verzögerung

Analog zur Identifikation der linearen Reifeneigenschaften in Umfangsrichtung (vgl. Abschnitt 8.2.1) liefern auch hier Bremsmanöver auf der Geraden die Datengrundlage. Der Reifen soll in einem möglichst weiten Bereich der nichtlinearen Kraftübertragung betrieben

werden. Um dies sicherzustellen wird der Bremsdruck kontinuierlich bis zum Blockieren der Räder gesteigert. Der zeitliche Verlauf der gemessenen und simulierten Stell- und Regelgrößen ist in Abbildung 8.7 dargestellt. Es zeigt ein Fahrmanöver im ausgekuppeltem Zustand bei einer Anfangsgeschwindigkeit von $v_{xB} = 34 \frac{m}{s}$.

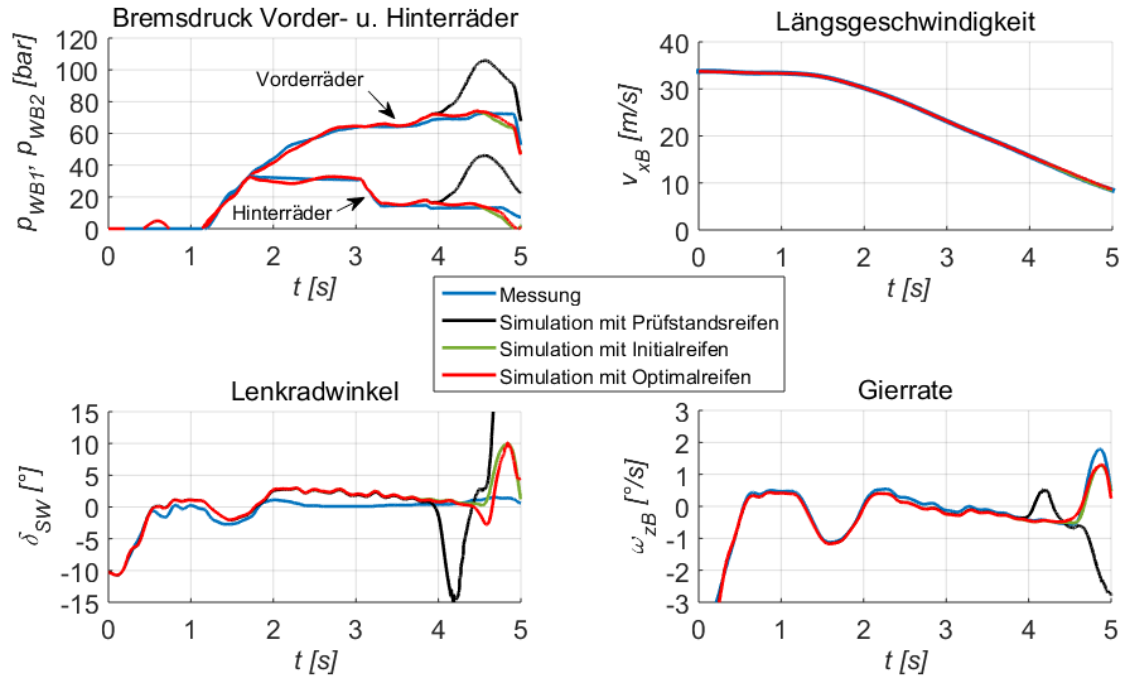


Abbildung 8.7: Stell- und Regelgröße bei einem Bremsmanöver zur Identifikation der nicht-linearen Kraftübertragung in Umfangsrichtung

Die Verläufe der Längsgeschwindigkeiten aus der Messung und den Simulationen mit allen drei Reifenparameterisierungen (Prüfstands-, Initial- und Optimalreifen) zeigen eine Übereinstimmung im gesamten Betrachtungsbereich bis $t = 5$ s. Anhand der Bremsdruckverläufe der Vorder- und Hinterräder ist zu erkennen, dass zumindest bis $t = 4$ s nur geringe Stellgrößeneingriffe notwendig sind, um dem Geschwindigkeitsverlauf der Messung zu entsprechen. Ab $t = 4$ s weisen auch die Simulationsergebnisse mit dem Initial- und Optimalreifen kaum Abweichungen im Bremsdruckverlauf auf. Mit dem Prüfstandsreifen ist hingegen ein deutlich höherer Bremsdruck erforderlich, um dem gemessenen Geschwindigkeitsprofil zu entsprechen.

Gierrate und Lenkradwinkel, welche das querdynamische Verhalten des Fahrzeuges beschreiben, zeigen ein ähnliches Verhalten. Bis $t = 4$ s sind nur geringe Lenkeingriffe durch den querdynamischen Regler erforderlich, um das Fahrzeug auf Kurs zu halten. Ab $t = 4$ s erfordert die Simulation mit dem Prüfstandsreifen jedoch eine weitaus stärkere Korrektur der Gierrate. Das plötzliche Ansteigen der Gierrate bzw. dessen Korrektur über den Lenkradwinkel deutet darauf hin, dass die maximale Kraftübertragung bereits überschritten wird und das Fahrzeug aufgrund diverser Asymmetrien beginnt sich einzudrehen. Die Si-

mulationsergebnisse mit Initial- und Optimalreifen zeigen keine derartigen Abweichungen. Es kann jedoch erkannt werden, dass auch das reale Fahrzeug ab $t = 4,5 \text{ s}$ trotz gleichbleibendem Lenkradwinkel bei $\delta_{SW} \approx 0^\circ$ einen Anstieg der Gierrate aufweist. Dies lässt darauf schließen, dass ab diesem Zeitpunkt zumindest ein Reifen sein maximales Kraftschlusspotential erreicht bzw. überschritten hat.

8.3.2 Vergleichsgrößen zur Gütebestimmung

Für die Berechnung des Gütefunktionalen werden auch hier, wie schon bei der Identifikation der linearen Reifeneigenschaften in Abschnitt 8.2.2, die vier Raddrehzahlen verwendet. Die Ergebnisse werden anhand der Raddrehzahl des vorderen und hinteren linken Rades sowie anhand des Verlaufes der Längsbeschleunigung des Fahrzeuges diskutiert. Die zeitlichen Verläufe dieser gemessenen und simulierten Größen sind in Abbildung 8.8 dargestellt.

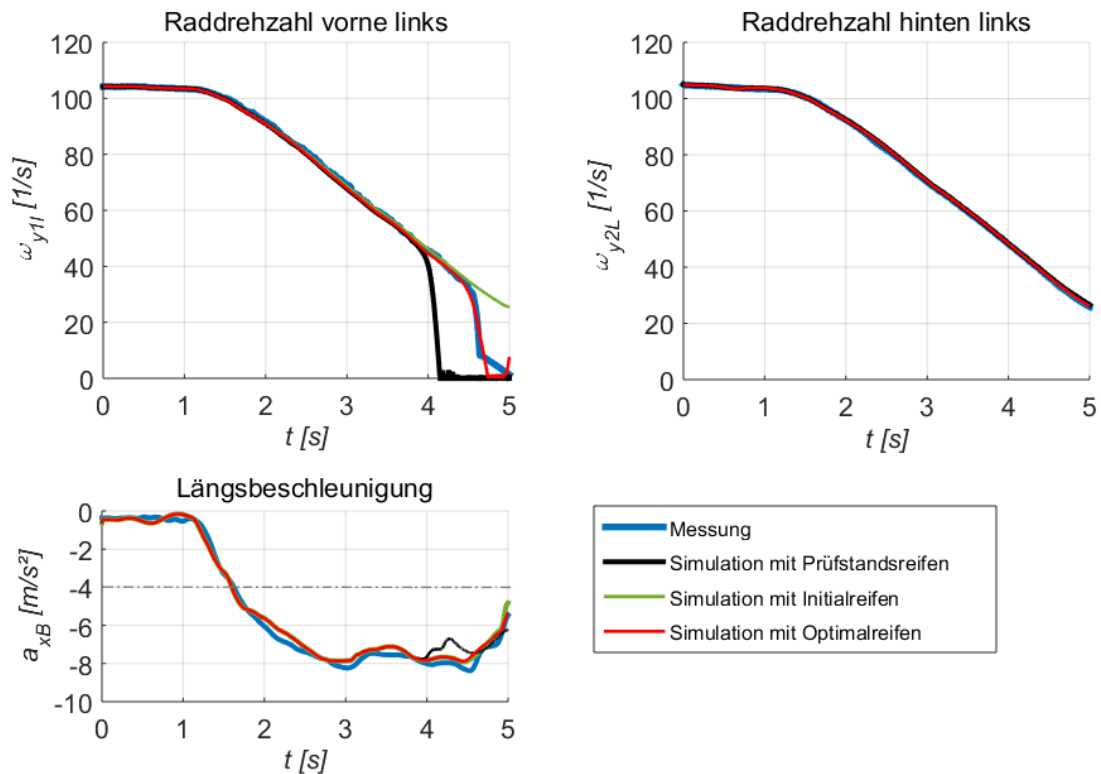


Abbildung 8.8: Raddrehzahlen als Vergleichsgrößen und Längsbeschleunigung zur Bestimmung des nichtlinearen Kraftübertragungsbereiches

Anhand des Längsbeschleunigungsverlaufes und der markierten Grenze zwischen linearem und nichtlinearem Verhalten bei $a_{xB} = -5 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$ ist der zeitliche Bereich gekennzeichnet, welcher für die Parameteroptimierung herangezogen wird. Dieser beginnt bei $t = 1,5 \text{ s}$ und endet bei $t = 5 \text{ s}$. Bis zum Zeitpunkt $t = 4 \text{ s}$ zeigen alle drei Simulationen eine zufriedenstellende Übereinstimmung mit der Messung. Erst ab $t = 4 \text{ s}$ ist eine nennenswerte Abweichung der Simulation mit dem Prüfstandsreifen erkennbar. Hier nimmt trotz stei-

gendem Bremsdruck (vgl. Abbildung 8.7) die Verzögerung nicht weiter zu, sondern sogar ab. Diese Verringerung der Bremsverzögerung ergibt sich aufgrund der Abreißcharakteristik der Kraft-Schlupf-Kurve des Reifens im Gleitbereich: Eine Erhöhung des Bremsdrucks resultiert in einer Zunahme des Umfangsschlupfes und in der Erhöhung der übertragbaren Bremskraft. Überschreitet dieser Umfangsschlupf jedoch jenen Wert, bei dem die maximale Bremskraft übertragen werden kann (bei PKW-Reifen auf trockenem Asphalt im Bereich von $\kappa \approx 10\%$) so reduziert sich die übertragbare Bremskraft trotz weiterer Zunahme des Umfangsschlupfes. Bei den übrigen Simulationen mit Initial- und Optimalreifen sowie bei der Messung selbst ist dieser Effekt erst ab $t = 4,5$ s erkennbar.

Mit der Darstellung des Raddrehzahlverlaufes des linken Vorderrades in Abbildung 8.8 wird der Übergang in den Gleitbereich verdeutlicht. Die Messung zeigt den starken Abfall der Raddrehzahl ab $t = 4,5$ s, was auf ein Blockieren des Rades schließen lässt. Die maximal übertragbare Umfangskraft wird somit ab diesem Zeitpunkt überschritten. Der vorzeitige Abriss der Raddrehzahl bei der Simulation mit dem Prüfstandsreifen resultiert aus dem zu geringen Umfangskraftpotential. Die Simulation mit dem Initialreifen zeigt hingegen ein gegenteiliges Verhalten. Dessen Reibwertpotential ist derart hoch, dass die maximale Kraftübertragung bei diesem Manöver nicht überschritten wird und somit kein Blockieren des Rades stattfindet. Entsprechend groß ist die Raddrehzahldifferenz zwischen der Messung mit dem realen Reifen und der Simulation mit dem Initialreifen. Durch die Anpassung der Reifenparameter gelingt es jedoch, diese Differenz zu reduzieren, was anhand des Drehzahlverlaufes aus der Simulation mit dem Optimalreifen ersichtlich wird.

Die gemessenen und simulierten Raddrehzahlen der Hinterachse, repräsentiert durch die Raddrehzahl des hinteren linken Rades in Abbildung 8.8, weisen über den gesamten Zeitbereich keine Differenzen auf. Dies ist folgend begründet: Um ein Überbremsen der Hinterräder und somit instabiles Fahrverhalten zu verhindern, wird der Bremsdruck an der Hinterachse in Abhängigkeit der Last begrenzt. Das zeigt auch der Bremsdruckverlauf in Abbildung 8.7. Je höher der Bremsdruck an den Vorderrädern steigt, desto geringer wird der Bremsdruck an den Hinterrädern. Dies führt dazu, dass die Kraftübertragung an den Hinterrädern kaum den linearen Bereich überschreitet. Die Identifikation der nichtlinearen Reifeneigenschaften in Umfangsrichtung basiert somit vorwiegend auf den Daten der Vorderräder.

8.3.3 Resultierende Längskraft-Schlupf-Kurve

Aufbauend auf den Ergebnissen der Identifikation linearer Reifeneigenschaften nach Abschnitt 8.2.3 wird mit Abbildung 8.9 auf die vollständige Umfangskraftcharakteristik eingegangen. Dargestellt sind wiederum die Kraft-Schlupf-Kurven des Prüfstands-, Initial- und Optimalreifens bei zwei konstanten Radlasten. Die Kurvenverläufe im linearen Bereich des Reifens sind bereits im zweiten Schritt des Identifikationsprozesses (Schlupfsteifigkeit)

bestimmt und bleiben hier unberührt, bzw. werden diese Reifenparameter in den Startparametersatz unverändert aufgenommen. Daher sind die Kraft-Schlupf-Kurven des Initial- und des Optimalreifens zumindest bis zum Umfangsschlupf von $\kappa = 1,5\%$ deckungsgleich.

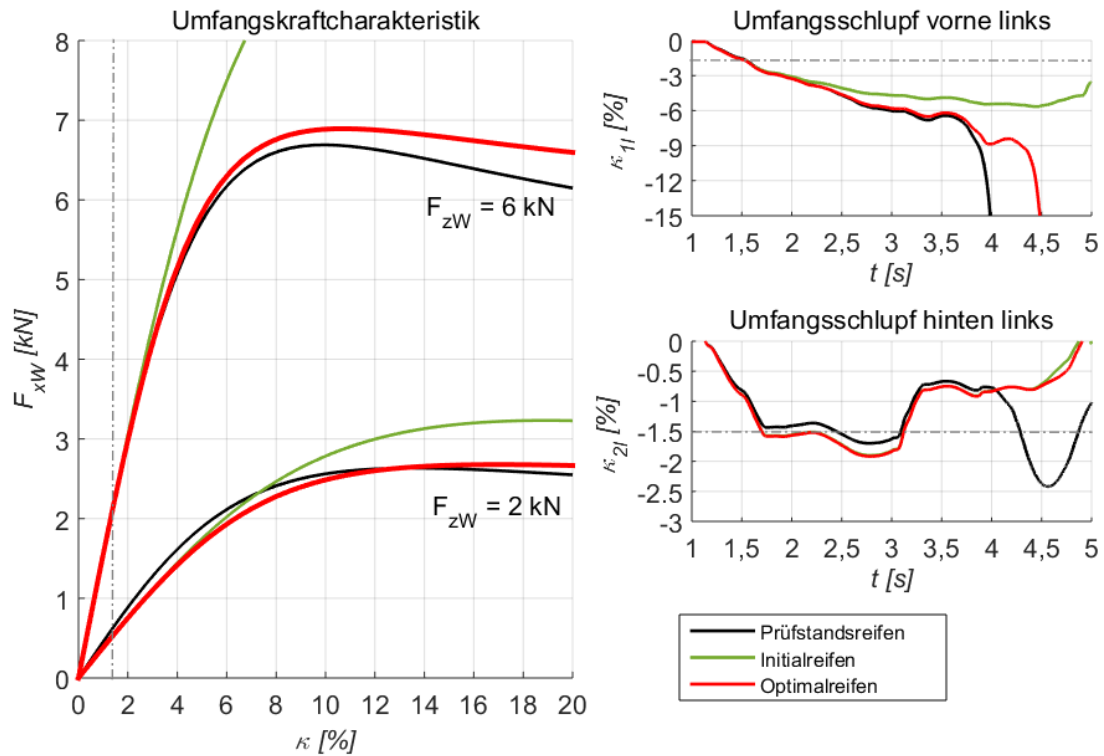


Abbildung 8.9: Resultierende Kraft-Schlupf-Kurve im nichtlinearen Betriebsbereich des Reifens

Wie anhand des Beschleunigungs- und der Raddrehzahlverläufe in Abbildung 8.9 bereits zu erkennen ist, weist der Prüfstandsreifen ein zu geringes Potential zur Kraftübertragung auf. Dies wird anhand der Umfangskraftcharakteristik bei $F_z = 6000 \text{ N}$ deutlich. Der Initialreifen zeigt hingegen ein viel zu hohes Kraftpotential, weshalb der Reifen in dem hier betrachteten Bremsmanöver auch nicht blockiert (vgl. dazu voriger Abschnitt).

Die Umfangskraftcharakteristik des Optimalreifens stellt das erforderliche Kraftübertragungsverhalten dar, um in der Fahrdynamiksimulation ein repräsentatives Abbild des gemessenen und somit realen fahrdynamischen Verhaltens zu schaffen. Gegenüber dem Prüfstandsreifen weist der Optimalreifen ein etwas höheres Kraftpotential auf. Bei der dargestellten Radaufstandskraft von 2000 N ist eine um 2% und bei 6000 N eine um 3% größere Umfangskraft möglich.

Bedingt durch die reduzierte Schlupfsteifigkeit des Optimalreifens gegenüber dem Prüfstandsreifen bei geringer Radaufstandskraft unterscheidet sich auch der Schlupfwert, bei welchem die maximale Umfangskraft übertragen werden kann. Während mit dem Prüfstandsreifen das Kraftmaximum bei $\kappa = 13,5\%$ auftritt, erreicht der Optimalreifen erst bei $\kappa = 16,5\%$ diesen Wert. Bei höherer Radaufstandskraft ist nur eine geringe Abweichung

dieser Schlupfwerte erkennbar. Der Prüfstandsreifen erreicht sein Maximum bei $\kappa = 10\%$, der Optimalreifen bei $\kappa = 10,5\%$.

Die beiden rechten Graphen in Abbildung 8.9 zeigen den Verlauf des resultierenden Umfangsschlupfes am linken Vorder- und Hinterrad. Der Vergleich beider Graphen verdeutlicht die Auswirkungen des reduzierten Bremsdruckes an der Hinterachse. Der Umfangsschlupf des Vorderrades wird aufgrund des steigenden Bremsdruckes kontinuierlich größer und geht in den vollständigen Gleitbereich über. Am Hinterrad hingegen wird der Bremsdruck derart reduziert, dass der nichtlineare Bereich der Kraftübertragung kaum überschritten wird. Selbst bei maximaler Verzögerung des Fahrzeuges wird kein höherer Umfangsschlupf als $\kappa = -2\%$ erzielt.

8.4 Querdynamisches Fahrverhalten im nichtlinearen Bereich

Im letzten Schritt des sequentiellen Identifikationsprozesses werden die nichtlinearen Reifeneigenschaften in Querrichtung bestimmt. Wie schon bei der Umfangskraftcharakteristik wird damit das lastabhängige maximale Kraftschlusspotential und der zugehörige Schlupf sowie der Krümmungsverlauf der Kraft-Schräglaufwinkel-Kurve beschrieben. Die Optimierung basiert auf dem bereits identifizierten linearen Kraftübertragungsverhalten. Die Eigenschaften des Reifens in Umfangsrichtung bzw. das identifizierte Kraftpotential werden genutzt, um messtechnisch nicht erfassbare Bereiche der querdynamischen Kraftübertragung zu bestimmen.

8.4.1 Ebener Handlingkurs mit maximaler Querbeschleunigung

Als fahrdynamisches Manöver wird das Befahren eines Handlingkurses mit abwechselnden Links- und Rechtskurven wie schon zur Validierung der Fahrzeugbewegungen in Abschnitt 6.1.4 durchgeführt. Die Kurvenverläufe sind anhand der Trajektorie nach Abbildung 6.3 ersichtlich. Die Fahrgeschwindigkeit wird an den jeweiligen Kurvenradius angepasst. Hierbei ist darauf zu achten, dass keine Bremsmanöver oder abrupte Beschleunigungen in den Kurven stattfinden. Die Geschwindigkeit in den Kurven wird kontinuierlich bis zur maximalen Querbeschleunigung gesteigert, um einen möglichst großen Bereich der nichtlinearen Kraftübertragung abzudecken. Abbildung 8.10 zeigt die zeitlichen Verläufe des Lenkradwinkels als Stellgröße und die Längsgeschwindigkeit als Regelgröße für dieses Manöver.

Für die Identifikation des querdynamischen Verhaltens werden die Zeitbereiche von $t = 7 - 18\text{ s}$ (Linkskurve), $t = 22 - 31\text{ s}$ (Rechtskurve) und $t = 36 - 43\text{ s}$ (Linkskurve) verwendet. Die Bereiche zwischen diesen drei Teilabschnitten werden genutzt, um die Fahrgeschwindigkeit anzupassen. Aufgrund der dabei auftretenden Verzögerungen können diese Abschnitte nicht dem Lastbereich „Querdynamisch nichtlinear“ nach Tabelle 7.3 zugeordnet werden und sind daher für diesen Identifikationsschritt ungeeignet.

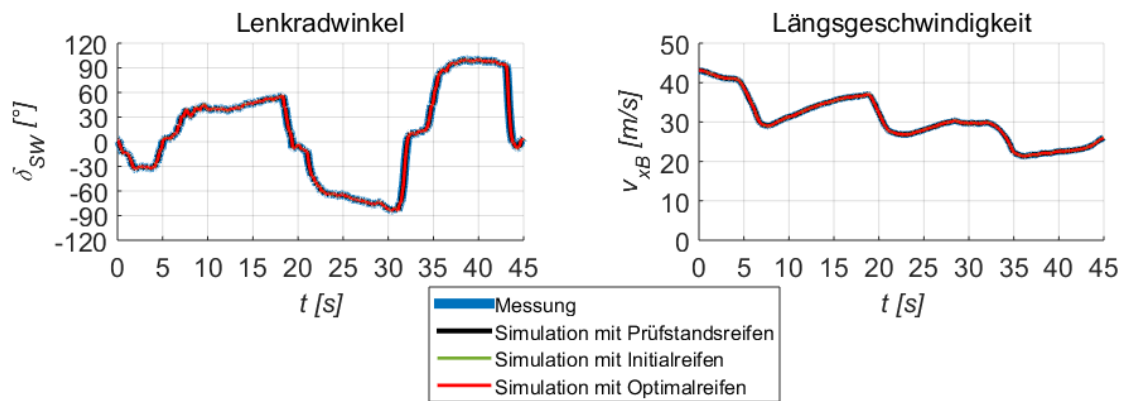


Abbildung 8.10: Stell- und Regelgröße bei maximaler Querdynamik am Handlingkurs

8.4.2 Vergleichsgrößen zur Gütebestimmung

Die querdynamisch charakteristischen Größen: Querbeschleunigung a_{yB} , Gierrate ω_{zB} und Schwimmwinkel β des Fahrzeuges in dem relevanten Streckenabschnitt sind in Abbildung 8.11 dargestellt. Wie schon bei der Identifikation der linearen Reifeneigenschaften fließen diese Größen in die Gütebestimmung ein.

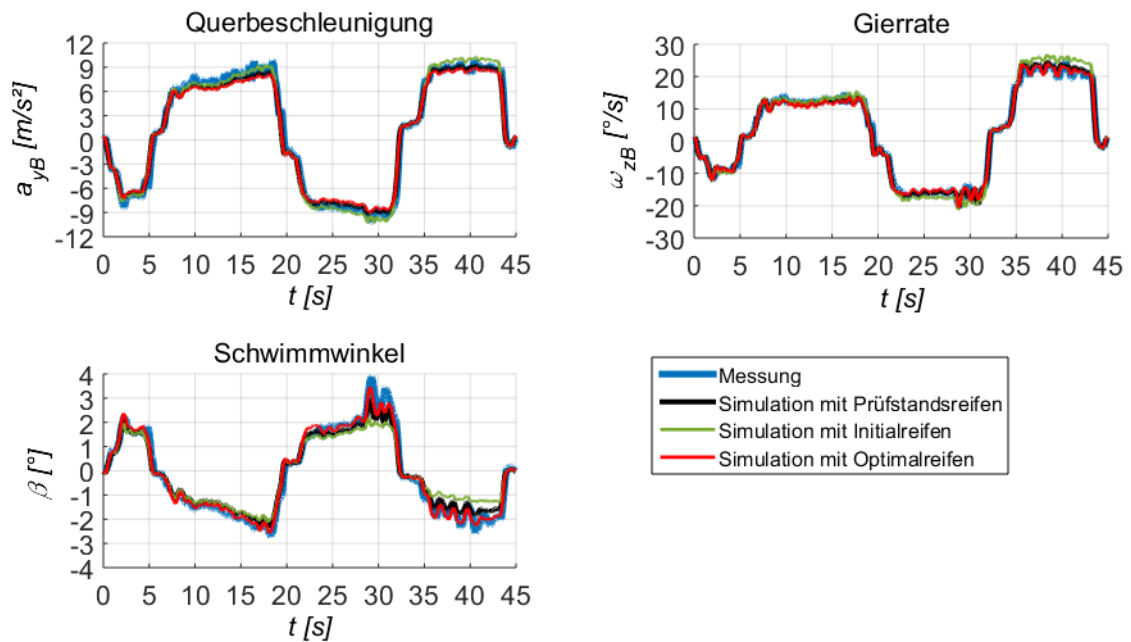


Abbildung 8.11: Vergleichsgrößen bei maximaler Querdynamik am Handlingkurs

Durch das kontinuierliche Steigern der Fahrgeschwindigkeit bei gleichbleibenden Kurvenradien steigt auch die Querbeschleunigung in der ersten und zweiten Kurve kontinuierlich an und erreicht bei $a_{yB} = 8 \frac{m}{s^2}$ ihr Maximum für diesen Reifen-Fahrbahn-Kontakt. Die dritte Kurve wird ohne Geschwindigkeitssteigerung gleich mit dieser Querlast durchfahren. Der schwingende Kurvenverlauf bei $t = 28-32 s$ bzw. bei $t = 36-41 s$ der gemessenen Gier-

rate sowie des Schwimmwinkels deuten bereits auf ein instabiles Fahrverhalten bei einer Querschleunigung von $a_{yB} \approx 9 \frac{m}{s^2}$ hin. Eine weitere Steigerung der Querschleunigung ist für quasi-stationäre Untersuchungen nicht möglich.

Betrachtet man die Ergebnisse aus der Simulation mit dem Initialreifen, so zeigt sich mit steigender Querlast eine größer werdende Abweichung von den Messergebnissen. Diese Abweichungen im fahrdynamischen Verhalten lassen auf die fehlerhafte Reifenparametrierung des Initialreifens schließen. Am Beschleunigungsverlauf ist zu erkennen, dass eine größere Querkraft, vor allem in der dritten Kurve, übertragen wird. Ebenso weist der Verlauf der Gierrate auf eine stärkere Drehbewegung des Fahrzeugmodells um dessen Hochachse hin. Gleichzeitig ist der Schwimmwinkel des Modells gegenüber dem realen Fahrzeug geringer. Der Gierraten- und Schwimmwinkelverlauf lassen darauf schließen, dass der Initialreifen eine zu hohe Schräglaufsteifigkeit besitzt und somit auch eine höhere Querkraft übertragen wird, was sich in der höheren Querschleunigung verdeutlicht. Zudem weisen die Ergebnisse aus der Simulation mit dem Initialreifen auf kein instabiles Verhalten hin, es ist also kein schwingender Kurvenverlauf beim Schwimmwinkel oder der Gierrate zu erkennen. Daher wird davon ausgegangen, dass der Initialreifen selbst bei hoher Last noch ein stark lineares Kraftübertragungsverhalten aufweist und sein Querkraftmaximum somit weit größer als beim realen Reifen ist.

Die Simulationsergebnisse mit dem Prüfstandsreifen und dem Optimalreifen zeigen sehr ähnliche fahrdynamische Eigenschaften und stimmen auch mit den Messergebnissen gut überein. Zwar ist mit dem Optimalreifen die maximale Querschleunigung bei hoher Last etwas geringer als in der Messung, der gemessene Verlauf der Gierrate und des Schwimmwinkels kann jedoch exakt wiedergegeben werden. Selbst das schwingende Verhalten beider Größen bei hoher Querlast wird mit dem Optimalreifen aber auch mit dem Prüfstandsreifen erzielt. Diese Gegenüberstellung lässt die Aussage zu, dass die identifizierten Reifeneigenschaften, repräsentiert durch den Optimalreifen, für Fahrmanöver bis in den fahrdynamischen Grenzbereich Gültigkeit besitzen.

8.4.3 Resultierende Querkraft-Schräglaufwinkel-Kurve

Die Fahrmanöver für die Identifikation der nichtlinearen Reifeneigenschaften sind derart gestaltet, dass ein möglichst großer Schräglaufwinkelbereich möglich ist. Dafür werden quasi-stationäre Kurvenfahrten mit steigender Querschleunigung bis zum fahrdynamisch instabilen Verhalten durchgeführt (siehe Abschnitt 8.4.2). Jedoch wird trotz dieser Manövergestaltung der Reifen nicht bis in dessen Sättigungsbereich belastet. Mit dem hier verwendeten Versuchsfahrzeug, welches ein untersteuerndes Verhalten aufweist, wird ein maximaler Schräglaufwinkel von $\alpha = \pm 6,5^\circ$ an den Vorderrädern erzielt. Dies zeigen die beiden Graphen rechts in Abbildung 8.12, welche die simulierten Schräglaufwinkel des linken Vorder- und Hinterrades darstellen. Darin erkennbar ist auch der geringere Schräglauf-

winkelbedarf mit dem Initialreifen, welcher auf das zu hoch gewählte Querkraftmaximum dieser Reifenparametrierung und der daraus resultierenden, hohen Schräglaufsteifigkeit zurückzuführen ist.

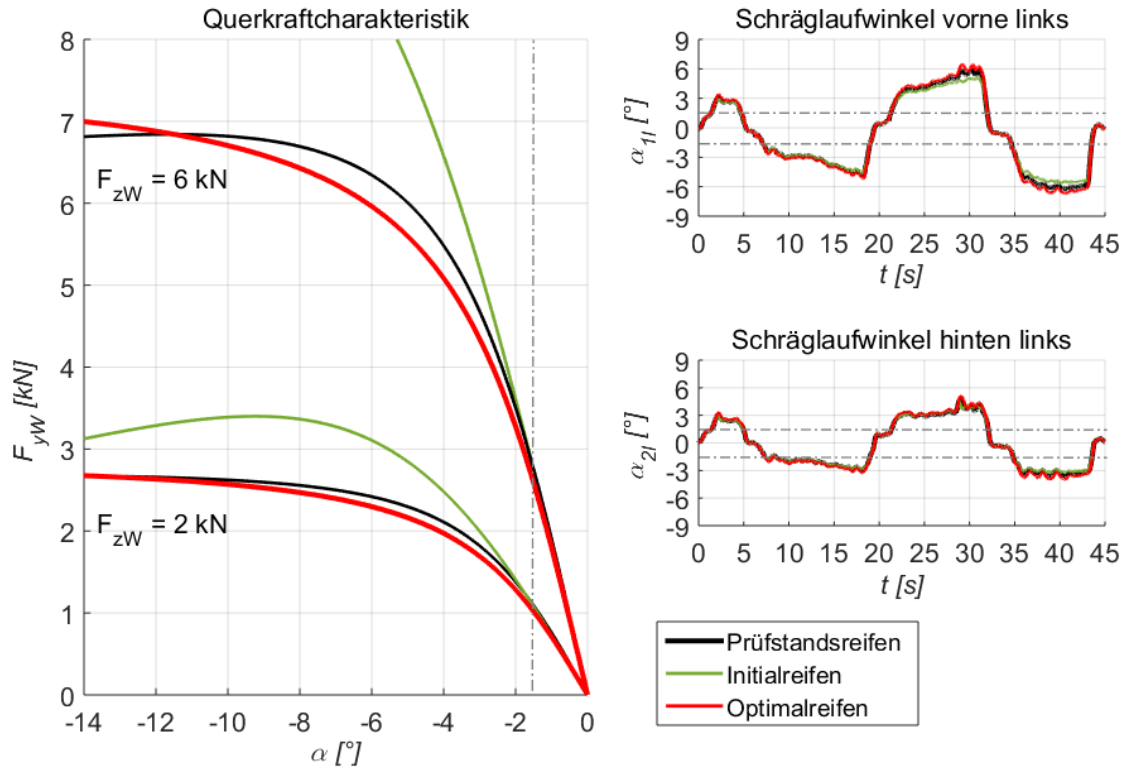


Abbildung 8.12: Resultierende Kraft-Schräglaufwinkel-Kurve im nichtlinearen Betriebsbereich des Reifens

Betrachtet man die Querkraftcharakteristik in Abbildung 8.12, so sind das deutlich zu hoch gewählte Querkraftmaximum und die daraus resultierende, zu hohe Schräglaufsteifigkeit des Initialreifens erkennbar. Durch den Optimierungsprozess werden die Reifeneigenschaften variiert und ergeben den Optimalreifen, welcher die fahrdynamischen Eigenschaften bestmöglich wiedergibt. Gegenüber dem Prüfstandsreifen ist ein flacherer Verlauf der Kraft-Schräglaufwinkel-Kurve zu verzeichnen. Dieser flache Kurvenverlauf begründet auch die nicht exakte Nachbildung der Querbewegung des Versuchsfahrzeuges nach Abbildung 8.11. Gleichzeitig wird dadurch jedoch die exakte Nachbildung des Schwimmwinkel- und Gierratenverlaufes ermöglicht.

Die resultierende Kraft-Schräglaufwinkel-Charakteristik des Reifens kann, bedingt durch die quasi-stationäre Gestaltung des Fahrmanövers, nur eingeschränkt mit Messdaten hinterlegt werden. Im konkreten Fall bis zum Schräglaufwinkel von $\alpha = \pm 6,5$ °. Der Kurvenverlauf über diesen Schräglaufwinkel hinaus beruht auf Annahmen, welche aus der bereits identifizierten Charakteristik der Umfangskraft abgeleitet werden können. Zumindest das Querkraftmaximum wird damit näherungsweise bestimmt. Dieses Maximum liegt bei die-

ser Art des Reifen-Fahrbahn-Kontaktes üblicherweise bei $\alpha \geq 10^\circ$ und reduziert sich nicht mit weiter zunehmendem Schräglaufwinkel. Anhand der Charakteristik des Prüfstandreifens wird dieses Verhalten verdeutlicht. Das Maximum des Optimalreifens befindet sich jedoch bei einem weit größeren Schräglaufwinkel. Zwar könnte über eine entsprechende Parameterbeziehung das Maximum des Optimalreifens in dem besagten Schräglaufwinkelbereich gesetzt werden, aus zweierlei Gründen wird hier jedoch davon Abstand genommen: Erstens kann die Kurvenkrümmung durch das verschiebbare Querkraftmaximum variabel gestaltet und somit optimal an das reale Fahrverhalten angepasst werden. Zweitens werden die Ergebnisse von Fahrdynamiksimulationen durch die Position des Querkraftmaximums ohnehin nicht beeinflusst, da vom Reifen selbst im Grenzbereich der Fahrdynamik nicht das volle Potential ausgeschöpft wird, wie die Ergebnisse dieser Arbeit zeigen.

8.5 Resümee

Mit den dargestellten Ergebnissen der Identifikationsmethodik kann gezeigt werden, dass quasi-stationäre Reifeneigenschaften aus dem Fahrversuch abgeleitet werden können, um diese zur Parametrierung von Handling-Reifenmodellen, für deren Anwendung in der Fahrdynamiksimulation einzusetzen. Die Wahl geeigneter Vergleichsgrößen ist hierbei essentiell.

Bei der Identifikation linearer Reifeneigenschaften in Querrichtung ist der Schwimmwinkel die maßgebliche Vergleichsgröße, Querbeschleunigung und Gierrate spielen eine untergeordnete Rolle. Die resultierenden Reifenkraftcharakteristiken zeigen eine exakte Übereinstimmung des Identifikationsergebnisses mit den Resultaten aus der Reifenprüfstandsmessung.

Die linearen Reifeneigenschaften in Umfangsrichtung, also die radlastabhängigen Schlupfsteifigkeiten, können über den Vergleich gemessener und simulierter Raddrehzahlen bestimmt werden. Die Längsbeschleunigung ist für die hier angewandte Methode ungeeignet, da Simulation und Fahrversuch aufgrund der längsdynamischen Regelung ohnehin die selbe Beschleunigung ergeben. Die Raddrehzahlen sind für diesen Identifikationsschritt als Vergleichsgrößen geeignet, erfordern jedoch eine vorab exakte Bestimmung des dynamischen Rollradius.

Die Identifikation nichtlinearer Reifeneigenschaften in Umfangsrichtung kann ausschließlich über die Drehzahlverläufe der Vorderräder erfolgen. Die Hinterräder sind dafür ungeeignet, da deren Umfangsschlupf aufgrund der lastabhängigen Bremskraftreduzierung kaum den linearen Bereich der Kraftübertragung überschreitet. Über den abrupten Abfall der Raddrehzahl beim Blockieren der Räder kann das Maximum der Umfangskraft sehr exakt bestimmt werden. Die Kenntnis der genauen Position des Fahrzeugschwerpunktes und somit der auftretenden Radlasten ist Voraussetzung für diesen Identifikationsschritt. Das Blockieren der Räder durch das deaktivierte ABS ermöglicht einen abrupten Abfall der

Raddrehzahlen. Diese Versuchskonfiguration ist für die exakte Bestimmung des Maximums der Umfangskraft äußerst nützlich.

Bei quasi-stationär durchgeführten Querdynamikmanövern gelingt es nicht, das volle Potential des Reifens auszuschöpfen, da das Fahrzeug zuvor bereits in ein instabiles Fahrverhalten übergeht. Abgeleitet aus den nichtlinearen Reifeneigenschaften in Umfangsrichtung kann trotzdem das Kraftübertragungsverhalten in relevanten, querdynamischen Bereichen identifiziert werden. Die Gegenüberstellungen der Vergleichsgrößen zeigen, dass neben dem Schwimmwinkel, wie bei der Identifikation der linearen Reifeneigenschaften, auch die Querschleunigung und die Gierrate in den Identifikationsprozess der nichtlinearen Reifeneigenschaften in Querrichtung eingebunden werden sollen, um das reale Fahrverhalten gesamtheitlich wiedergeben zu können.

Kapitel 9

Zusammenfassung

Eine wesentliche Herausforderung in der Fahrdynamiksimulation ist die exakte Beschreibung der Fahrzeug-Fahrbahn-Interaktion. Die realistische Modellierung der Kraftübertragung spielt hierbei eine zentrale Rolle. Dafür werden Reifenmodelle eingesetzt, welche das charakteristische Verhalten des Reifens wiedergeben. Die Parametrierung der Reifenmodelle erfolgt überwiegend mittels Daten aus stationären oder mobilen Laborprüfständen. Dabei ist zu berücksichtigen, dass die unter Laborbedingungen generierten Daten nur in den seltensten Fällen ein Übertragungsverhalten wiedergeben, welches dem realen Verhalten des Reifens auf der Fahrbahn entspricht. Die Verwendung dieser aus Laborprüfständen generierten Reifendatensätze birgt somit stets das Risiko einer nicht repräsentativen Modellierung des Reifen-Fahrbahn-Kontaktes.

Die hier dargestellte Arbeit beschreibt eine Methode, mittels derer die Eigenschaften des Reifens aus fahrdynamischen Messungen auf realen Fahrbahnen identifiziert werden können. Zur Identifikation herangezogen werden jene Reifeneigenschaften, welche das Fahrverhalten maßgeblich beeinflussen. Dazu zählen das lineare und nichtlineare Kraftübertragungsverhalten des Reifens bezüglich der Schlüpfen in dessen Umfangs- und Querrichtung. Die Optimierung dieser Parameter erfolgt über einen sequentiellen Ansatz. Dabei werden Abweichungen simulierter fahrdynamischer Zustände vom realen Fahrverhalten durch die Anpassung der einzelnen Lastbereiche des Reifens (linear-lateral, linear-longitudinal, nichtlinear-longitudinal und nichtlinear-lateral) nacheinander minimiert.

Die Grundlage des Identifikationsprozesses bilden fahrdynamische Messungen am Gesamtfahrzeug. In der vorliegenden Arbeit wird dafür das Versuchsfahrzeug mit Sensorik ausgestattet, um die Fahrzustände in quasistationären Manövern zu erfassen. Dieses Fahrverhalten des Realfahrzeuges definiert den SOLL-Zustand, welchen es in der Simulation durch die Optimierung der Reifeneigenschaften zu erreichen gilt.

In der Praxis, also in den realen Fahrsituationen, treten Längs- und Querkräfte stets in Kombination auf. Um eine getrennte Identifikation der Reifeneigenschaften in Umfangs- und Querrichtung zu ermöglichen und damit dem grundsätzlichen Prozess der Parame-

trierung von (Handling-)Reifenmodellen zu entsprechen, wird jedoch zwischen längsdynamischen Manövern (Bremsen und Beschleunigen auf der Geraden) und querdynamischen Fahrmanövern (niederfrequentes Sinuslenken und Handling) unterschieden. Zudem erfolgt eine Einteilung der Fahrmanöver in lineare und nichtlineare Lastbereiche des Reifens durch die Approximation des Umfangsschlupfes bzw. des Schräglaufwinkels. Die höherfrequente Dynamik des Reifens wird nicht behandelt.

Ein wesentlicher Bestandteil des Identifikationsprozesses ist ein systemdynamisches Fahrzeugmodell, welches das reale Fahrverhalten des Versuchsfahrzeuges bis in den fahrdynamischen Grenzbereich repräsentiert. Das dafür in Matlab/Simulink entwickelte Zweispurmodell berücksichtigt neben kinematischen auch elastokinematische Eigenschaften des Fahrwerkes. Damit werden die Radstellungen des realen Fahrzeuges modellhaft nachgebildet, mit dem Effekt, dass die Simulationsgüte dadurch wesentlich gesteigert wird.

Entscheidend für die realitätsnahe Simulation des Fahrverhaltens ist die Parametrierung des Fahrzeugmodells. Fahrzeugträgheitsparameter, Federungs- und Dämpfungseigenschaften sowie das kinematische und elastokinematische Verhalten des Fahrwerkes werden dafür auf entsprechenden Prüfständen bestimmt und mit Messergebnissen aus dem Fahrversuch abgeglichen. Für die Validierung des Fahrzeugmodells werden die Fahreigenschaften bis in den fahrdynamischen Grenzbereich bei Realfahrten und in der Simulation gegenübergestellt.

Mittels Fahrzustandsbeobachtung wird der IST-Fahrzustand bestimmt, welcher im Fall korrekt identifizierter Reifeneigenschaften dem SOLL-Fahrzustand des realen Fahrzeuges entspricht. Das Zweispurmodell, als wesentlicher Bestandteil des Beobachters, erhält dieselben Eingangsgrößen wie das reale Fahrzeug, mit Ausnahme der bei realer Messfahrt unvermeidlichen Störungen. Die Anpassung der Modelleingänge an den gemessenen Fahrzustand erfolgt über einen Fahrzustandsregler für die Längs- und Gierdynamik. Durch die Fahrzustandsbeobachtung und den zugehörigen Fahrregler gelingt es, den realen Fahrzustand mit dem Fahrzeugmodell durch adaptierte Stellgrößen wiederzugeben.

Für die Identifikation der Reifeneigenschaften ist die Charakterisierung der Kraftübertragung zwischen Reifen und Fahrbahn entscheidend. Dafür werden die beiden Handling-Reifenmodelle MF-Tyre und TMeasy diskutiert und die für den Identifikationsprozess relevanten Reifenparameter des jeweiligen Modells beschrieben. Um ein möglichst breites Spektrum an Reifen-Fahrbahn-Konstellationen im Identifikationsprozess zuzulassen, wird ein äußerst weiter Parameterraum für beide Reifenmodelle definiert. Damit ist die Identifikation von sehr „gutmütigen“ bis „aggressiven“ Reifen auf unterschiedlichen Fahrbahnbeschaffenheiten (Asphalt, Schotter, Schnee, Eis) möglich.

Es wird zwischen Reifeneigenschaften in Umfangs- und Querrichtung unterschieden, wofür jeweils ein Gütefunktional zu Verfügung steht, um die Abweichungen simulierter von gemessenen Fahrdynamikgrößen zu quantifizieren. Als geeignete Zielgrößen für die Identifi-

kation der Reifeneigenschaften in Umfangsrichtung erweisen sich die erfassten Raddrehzahlen. In Querrichtung werden neben der Querb beschleunigung auch der Schwimmwinkel und die Gier rate zur Bildung des Gütefunktional herangezogen. Die Minimierung der Differenzen zwischen den simulierten und realen Fahrzustandsgrößen erfolgt über die Optimierung entsprechender Reifenmodellparameter. Dafür wird ein evolutionärer Optimierungsalgorithmus angewandt (DE - Differential Evolution).

Die Identifikation der Reifeneigenschaften erfolgt in vier Teilschritten, welche voneinander abhängig sind. Beginnend mit der Approximation der Schräglaufsteifigkeit erfolgt die Identifikation der linearen Reifeneigenschaften in Querrichtung. Mit Berücksichtigung der grundsätzlichen Ähnlichkeit der Umfangs- und Querkraftcharakteristik werden im zweiten Schritt die linearen Reifeneigenschaften in Umfangsrichtung bestimmt. Darauf aufbauend erfolgt die Identifikation der nichtlinearen Reifeneigenschaften in Umfangsrichtung. Im letzten Schritt des Identifikationsprozesses werden jene Eigenschaften des Reifens optimiert, welche das nichtlineare Übertragungsverhalten in Querrichtung darstellen.

Die Validierung der Identifikationsmethodik erfolgt anhand eines Testreifens, wobei die Ergebnisse mit Prüfstandsreifen (aus Prüfstandsmessungen bestimmte Reifenparameter), Initialreifen (beliebig angenommene Reifenparameter) und Optimalreifen (aus dem Identifikationsprozess gewonnene Reifenparameter) diskutiert werden. Dabei werden die vier Identifikationsschritte einzeln betrachtet. In jedem Schritt werden eingangs die Stell- und Regelgrößen für das jeweilige Fahrmanöver dargestellt. Anschließend werden die fahrdynamisch relevanten Größen (Raddrehzahlen oder Querb beschleunigung, Schwimmwinkel und Gier rate) aus Messung und Simulation verglichen. Als Abschluss jedes Teilschrittes wird das resultierende Kraftübertragungsverhalten des Reifens bewertet. Die Vergleiche der Kraftübertragung des Prüfstandsreifens (valides Reifenmodell) mit dem Optimalreifen (identifiziertes Reifenmodell) ergeben eine weitgehende Übereinstimmung. Das fahrdynamische Verhalten des Fahrzeuges mit dem identifizierten Reifen kann in der Simulation präzise wiedergegeben werden.

Die Ergebnisse zeigen, dass sich mit der hier behandelten Methode das Kraftübertragungsverhalten des Reifens aus fahrdynamischen Messungen am Realfahrzeug identifizieren lässt. Die Anwendung dieser Methode führt zu plausiblen Reifenparametern, welche den realen Reifen-Fahrbahn-Kontakt wiedergeben. Die damit gewonnenen Reifenkennfelder können genutzt werden, um die Fahrdynamik verschiedener Fahrzeuge bei sämtlichen Fahrmanövern simulieren zu können. Zudem bietet diese Methode die Möglichkeit, Reifeneigenschaften auf unterschiedlichen Fahrbahnen zu identifizieren, um damit das reale Fahrverhalten auf Asphalt, Schotter, Schnee, Eis etc. wiederzugeben.

Literaturverzeichnis

- [1] Abe, M. und Manning, W., *Vehicle Handling Dynamics - Theory and Application*. Butterworth-Heinemann, 2009.
- [2] Adamski, D., *Simulation in der Fahrwerktechnik - Einführung in die Erstellung von Komponenten- und Gesamtfahrzeugmodellierung*. Springer Fachmedien Wiesbaden, 2014.
- [3] Alotto, P., Differential Evolution Optimization Lecture. *Dept. Electrical Eng., Univ. of Padova*, 2011.
- [4] Ammon, D., Vehicle dynamics analysis tasks and related tyre simulation challenges. *Vehicle System Dynamics*, 43:1, 30-47, Taylor & Francis, 2005.
- [5] Baecker, M., Gallrein, A. und Haga, H., A Tire Model for Very Large Tire Deformations and its Application in Very Severe Events. *SAE International Journal for Material and Manufacturing*, 3(1), 142-151, SAE International, 2010.
- [6] Barz, D. und Drews, R., Kompatible Messsysteme - Unterschiedliche Fahrdynamiksysteme synchron Messen. *ATZechnik*, Issue 4, 40-47, 2008.
- [7] BAST, *BAST-Prüfstand dreht sich wieder*, April 2017. <http://www.bast.de/DE/Presse/2007/presse-04-2007.html>
- [8] Boßdorf-Zimmer, B., *Nichtlineare Fahrzustandsbeobachtung für die Echtzeitanwendung*. Dissertation, Technische Universität Carolo-Wilhelmina zu Braunschweig, 2007.
- [9] Breuer, B. und Bill, W.H, *Bremsenhandbuch*. 3. Auflage, Vieweg Verlag, 2006.
- [10] Corrsys-Datron Sensorysysteme GmbH: *Correxit S-HR*, April 2017. http://dynatech-jp.com/product/CORRSYS-DATRON/S-HR_d-075-e.pdf
- [11] Dewetron GmbH, *DEWE-510*, April 2017. <https://www.dewetron.com/products/chassis/mainframes/dewe-510/>
- [12] Einsel, S., *Analyse und Modellierung des Reifenübertragungsverhaltens bei transienten und extremen Fahrmanövern*. Dissertation, Technische Universität Dresden, 2010.

-
- [13] Février, P. und Fandard, G., Thermal and mechanical tyre modelling for handling simulation. *ATZ worldwide*, Volume 110, 26-31, Vieweg Verlag, 2008.
- [14] Fischlein, H., Gnadler, R. und Unrau, H.J., Der Einfluss der Fahrhahnoberflächenstruktur auf das Kraftschlussverhalten von PKW-Reifen bei trockener und nasser Fahrbahn. *ATZ - Automobiltechnische Zeitschrift*, Volume 103, Issue 10, 950-962, Springer Automotive Media, 2001.
- [15] FKA, *Flachbahn-Reifenprüfstand MTS Flat-Trac IV CT plus*, Oktober 2017. <https://www.fka.de/en/testing/chassis/112-cornering-traction-test-rig-mts-flat-trac-iv-ct-plus.html>
- [16] FKA, *Fahrwerk-Prüfstände*, September 2017. <https://www.fka.de/de/prüfstände/fahrwerk/33-achskinematikpruefstand.html>
- [17] Föllinger, O., *Regelungstechnik, Einführung in die Methoden und ihre Anwendung*. 3. Auflage, Verlag Hüthig, 1994.
- [18] Gallrein, A. und Baecker, M., CDTire: a tire model for comfort and durability applications. *Vehicle System Dynamics*, Vol.45, Supplement, 69-77, Taylor & Francis, 2007.
- [19] General Electric Corp. - Measurement, *PDCR/PMP 4300 Automotive Pressure Transducer*, April 2017. https://www.gemeasurement.com/sites/gemc.dev/files/pdcr_pmp_4300_brochure_english.pdf
- [20] GeneSys Elektronik GmbH, *ADMA-G-PRO+*, April 2017. <https://www.genesys-offenburg.de/produkte/adma-familie-gpsinertialsystem-automotivebahn/adma-g-proplus/>
- [21] Gießler, M., *Mechanismen der Kraftübertragung des Reifens auf Schnee und Eis*. Dissertation, Karlsruher Institut für Technologie, 2011.
- [22] Gipser, M., FTire: a physically based application-oriented tyre model for use with detailed MBS and finite-element suspension models. *Vehicle System Dynamics*, Vol.43, Supplement, 76-91, Taylor & Francis 2005.
- [23] Göbel, M., *Potential der Radkraftmessung für fahrdynamische Regelsysteme*. Dissertation, Technische Universität Carolo-Wilhelmina zu Braunschweig, 2009.

- [24] Hackl, A., Hirschberg, W., Lex, C. und Rill, G., Experimental validation of a non-linear first-order tyre dynamics approach. *Proceedings of the 24th Symposium of the International Association for Vehicle System Dynamics (IAVSD 2015)*, CRC Press, 443-452, 2016.
- [25] Haken, K. und Klement, W., *Grundlagen der Kraftfahrzeugtechnik*. Hanser Verlag, 2008.
- [26] Halfmann, C. und Holzmann, H., *Adaptive Modelle für die Kraftfahrzeugdynamik*. Springer Verlag, 2003.
- [27] Heißing, B. und Ersoy, M., *Fahrwerkhandbuch - Grundlagen, Fahrdynamik, Komponenten, Systeme, Mechatronik, Perspektiven*. Vieweg Verlag, 2014.
- [28] Hirschberg, W., Rill, G. und Weinfurter, H., User-Appropriate Tyre-Modelling for Vehicle Dynamics in Standard and Limit Situations. *Vehicle System Dynamics*, 38:2, 103-125, Taylor & Francis 2003.
- [29] Hirschberg, W., Rill, G. und Weinfurter, H., Tire model TMeasy. *Vehicle System Dynamics*, 45:1, 101-119, Taylor & Francis 2007.
- [30] Hirschberg, W., Palčák, F., Rill, G. und Šotník, J., Reliable Vehicle Dynamics Simulation in Spite of Uncertain Input Data. *12th European Automotive Congress Bratislava EAEC 2009*, Slovak Society of Automotive Engineers Bratislava, 1-15, 2009.
- [31] Hirschberg, W., TM_simple 4.0: A simple to Use Tyre Model. *Technische Universität Graz*, 2009.
- [32] Hirschberg, W. und Waser, S. R., Application Manual of the Tyre Model TMeasy, 2010.
- [33] Hofer, R., Gipser, M. und Lugner, P., Dynamical tyre forces response to road unevenesses. *Proceedings 2nd International Colloquium on Tyre Models for Vehicle Dynamic Analysis*, 94-108, 1997.
- [34] Horn, M. und Dourdoumas, N., *Regelungstechnik: Rechnerunterstützter Entwurf zeitkontinuierlicher und zeitdiskreter Regelkreise*. Pearson Studium, 2004.
- [35] ika, *Fahrbarer Reifenprüfstand „FaReP“*, April 2017.
<https://www.ika.rwth-aachen.de/de/forschung/ausstattung/pruefstaende/fahrwerk/112-farep.html>
- [36] ika, *Fahrwerk - Vehicel Inertia Measuring Machine „VIMM“*, Juni 2017.
<https://www.ika.rwth-aachen.de/de/forschung/ausstattung/pruefstaende/fahrwerk/191-vimm.html>

- [37] Isermann, R., *Fahrdynamik-Regelung, Modellbildung, Fahrerassistenzsysteme, Mechatronik*. Vieweg Verlag, 2006.
- [38] Kalman, R. E., A New Approach to Linear Filtering and Prediction Problems. *Transaction of the ASME - Journal of Basic Engineering*, 1960.
- [39] Kappler, W. D., *Smart Vehicle Handling - Test und Evaluation in der Fahrzeugtechnik*. ATZ/MTZ-Fachbuch, 2015.
- [40] Kerschaumer, A., Pretenthaler, C., Hirschberg, W., Prezel, D., Reconstruction of Tyre Characteristics Based on Vehicle Dynamics Measurements with a Race Car. *FISITA World Automotive Congress 2010*, Scientific Society of Mechanical Engineering of Hungary (GTE), 2539-2548, 2010.
- [41] Kerschaumer, A., Kollreider, D., Pretenthaler, C., Hirschberg, W., Schagerl, G., Peinsitt, M., About the Identification of Tyre Characteristics Based on Vehicle Dynamics Measurements. *5th International Munich Chassis Symposium*, 1-15, 2010.
- [42] Kerschaumer, A., Rudigier, M., Hirschberg, W., Prezel, D., Simulation-based method to adapt MF-Tyre model parameters to real road conditions. *10th Stuttgart International Symposium Automotive and Engine Technology*, Springer Verlag, 693-712, 2014.
- [43] Kerschaumer, A., Hirschberg, W., Prezel, D., Identification method of longitudinal tyre characteristics based on real road driving. *Proceedings of the 24th Symposium of the International Association for Vehicle System Dynamics (IAVSD 2015)*, CRC Press, 403-411, 2016.
- [44] Kistler Instrument Corp., *Kistler Introduces Corrsys-Datron Correvit S-HR Non-Contact Optical Sensor for Slip*, April 2017.
<https://www.pddnet.com/product-release/2010/11/kistler-introduces-corrsys-datron-correvit-s-hr-non-contact-optical-sensor-slip>
- [45] Kistler Instrument Corp., *Optisches Sensorsystem zur Messung des Sturzwinkels, April 2017*. <https://www.kistler.com/?type=669&fid=56389>
- [46] Kistler Instrument Corp., *Beruhrungslose Optische Sensoren*, April 2017.
<https://www.kistler.com/?type=669&fid=67220&model=document&callee=frontend>
- [47] Kistler Instrument Corp., *Radvektor-Sensoren, April 2017*.
<https://www.kistler.com/?type=669&fid=53557&model=document>

- [48] Klaas, A., Oosten, J.J.M. van, Savi, C., Unrau, H.J., Bouhet, O. und Colinet, J.P., TIME, Tire measurements: eine neue Standardprüfprozedur für Reifen-Seitenkraftmessung. *7. Fachtagung 'Reifen, Fahrwerk und Fahrbahn'*, VDI-Berichte Bd. 1494, 119-137, 1999.
- [49] Koskinen, S., *Sensor Data Fusion Based Estimation of Tyre-Road Friction to Enhance Collision Avoidance*. Dissertation, Tampere University of Technology, 2010.
- [50] Leister, G., *Fahrzeugreifen und Fahrwerkentwicklung*. Vieweg+Teubner, 2009.
- [51] Luenberger, D. G., Observing the State of a Linear System. *IEEE - Transactions on Military Electronics* 8, 1964.
- [52] Lunze, J., *Regelungstechnik 2: Mehrgrößensysteme, Digitale Regelung*. Springer-Verlag, 2008.
- [53] Matschinsky, W., *Radführungen der Straßenfahrzeuge - Kinematik, Elasto-Kinematik und Konstruktion - 3., aktualisierte und erweiterte Auflage*. Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2007.
- [54] Mayer, D. G., Belward, J. A., Widell, H. und Burrage, K., Survival of the fittest - genetic algorithms versus evolution strategies in the optimization of systems models. *Agricultural Systems*, 60(2), 113-122, 1999.
- [55] Mitschke, M. und Wallentowitz, H., *Dynamik der Kraftfahrzeuge*. Springer Verlag, 4 Auflage, 2003.
- [56] MTS Systems Corp., *Flat-Trac III CTTire Test System, September 2017*.
https://www.mts.com/cs/groups/public/documents/library/dev_003376.pdf
- [57] Nüsse, M., *Ermittlung von Reifeneigenschaften im realen Fahrbetrieb*. Dissertation, Universität Karlsruhe, 2002.
- [58] Oertel, C. und Fandre A., Ride Comfort Simulations and Steps Towards Life Time Calculations: RMOD-K and ADAMS. *International ADAMS Users' Conference*, Berlin, 1999.
- [59] Oertel, C. und Fandre, A., Tire Model RMOD-K 7 and Misuse Load Cases. *SAE Technical Paper 2009-01-0582*, SAE International, 2009.
- [60] Pacejka, H. B., *Tyre and Vehicle Dynamics*. Butterworth-Heinemann, 2 edition, 2006.
- [61] Pacejka, H. B. und Besselink, I. J. B., Magic Formula with Transient Properties. *Vehicle System Dynamics*, Vol.27, 234-249, Taylor & Francis, 1997.

- [62] Pajejka, H.B., Short Wavelength Intermediate Frequency Tyre Model (SWIFT). *CCG course on Tyre Models for Vehicle Dynamic Simulation*, 2010.
- [63] Price, K. und Storn, R., Differential evolution. *Dr. Bobb's Journal*, 18-24, April 1997.
- [64] Riekert, P. und Schunck, E., Fahrmechanik des gummbereiften Kraftfahrzeugs. *Ingenieur-Archiv*. Ingenieur-Archiv Bd. 11, 210 ff., 1940.
- [65] Rill, G., *Simulation von Kraftfahrzeugen*. Vieweg-Verlag, 2007.
- [66] Rill, G., *Road Vehicle Dynamics - Fundamentals and Modeling*. Taylor & Francis, 2011.
- [67] Schieschke, R., Wurster, U., IPG-TIRE – Ein flexibles, umfassendes Reifenmodell für den Einsatz in Simulationsumgebungen. *Automobilindustrie*, 5, 495-500, 1988.
- [68] Schmeitz, A., Besselink, I. und Jansen, S., "TNO MF-SWIFT". *Vehicle System Dynamics*, 45:S1, 121-137, Taylor & Francis, 2007.
- [69] Schmid, A. und Förtschl, S., Reifenmodellparametrierung, Vom realen zum virtuellen Reifen. *ATZ- Automobiltechnische Zeitschrift*, Volume 111, Issue 3, 188-193, 2009.
- [70] Storn, R. und Price, K., Differential evolution - a simple and efficient adaptive scheme for global optimization over continuous spaces. *Tech. Report*, International Computer Science Institute, 1995.
- [71] Tirronen, V., Recent advances in differential evolution: a survey and experimental analysis. *Artificial Intelligent Review*, 30(1-2), 61-106, 2010.
- [72] The MathWorks, *Produkte & Dienstleistungen*, Mai 2017.
<https://de.mathworks.com/products.html>
- [73] TNO Automotive, MF-Tyre & MF-Swift 6.1 User Manual 2008. *TNO Automotive, The Netherlands*, 2008.
- [74] TU-Darmstadt, *Sechs-Komponenten-Messrad*, April 2017.
www.fzd.tu-darmstadt.de/forschung/austattung/messtechnik/messtechnik_5.de.jsp
- [75] TU-Dresden, *Reifenprüfstand*, April 2017
<https://tu-dresden.de/bu/verkehr/iad/kft/die-professur/ausstattung/reifenpruefstand>
- [76] Unrau, H.J., *Der Einfluss der Fahrbahnoberflächenkrümmung auf den Rollwiderstand, die Cornering Stiffness und die Aligning Stiffness von Pkw-Reifen*. Dissertation, Karlsruher Institut für Technologie, 2012.

- [77] von Vietinghoff, A., *Nichtlineare Regelung von Kraftfahrzeugen in querdynamisch kritischen Fahrsituationen*. Dissertation, Universität Karlsruhe (TH), 2008.
- [78] Waser, S., Hirschberg, W., Ille, T. und Mladek, V., Evaluierung von Reifen- und Fahrbahnmodellen für die Simulation festigkeitsrelevanter Beanspruchungen von Nutzfahrzeugen. *VDI-Berichte*, Bd. 2014, 153-165, VDI Verlag GmbH, 2007.
- [79] Waser, S., *Generierung der beanspruchungsrelevanten Belastung von Nutzfahrzeugen mittels Reifen-, Fahrbahn- und Fahrzeugmodellen*. Dissertation, Technische Universität Graz, 2009.
- [80] Zamow, J., Messung des Reifenverhaltens auf unterschiedlichen Prüfständen. *Reifen, Fahrwerk, Fahrbahn*, VDI-Berichte Bd.1224, 43-60, 1995.
- [81] Zomotor, A., *Fahrwerktechnik: Fahrverhaltens*. 2. Auflage, Vogel Buchverlag, 1991.