



**Analyse radselektiv eingreifender
Fahr-dynamikregelsysteme für die
Anwendung in elektromechanischen
Corner-Modulen**

Dissertation

zur Erlangung der Würde eines
Doctor technicae (Dr. techn.)

Vorgelegt

**an der Fakultät für Maschinenbau und
Wirtschaftsingenieurwesen
der Technischen Universität Graz**

von

Haymo Niederkofler

Begutachtung:

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

Graz, im April 2012

Kurzfassung

Herkömmliche Fahrzeugarchitekturen bieten in Hinblick auf die Erfüllung der teils mit Zielkonflikten behafteten Entwicklungsziele nur wenig Spielraum für umfassende Optimierungsmaßnahmen. Aus diesem Grund ist die Erforschung innovativer Fahrzeugkonzepte als ein fester Bestandteil in den Strategiezielen aller Automobilhersteller verankert. Ein radikaler Ansatz, der in den letzten Jahren für viel Aufsehen gesorgt hat, integriert alle Antriebs- und Fahrwerkskomponenten in die Radbaugruppe und ermöglicht dadurch die radindividuelle Steuerung aller Bewegungsfreiheitsgrade des Rades. Die kinematische Entkoppelung der Räder bringt einerseits eine Reihe von funktionellen Vorteilen und gestalterischen Freiheiten mit sich, wirft aber andererseits auch neue Fragestellungen auf, die in bisherigen Forschungsarbeiten noch nicht vollständig beantwortet wurden. Insbesondere die Entwicklung von Sicherheitsstrategien im Fehlerfall eines Aktors, die Analyse der Auswirkungen erhöhter Radmassen auf den Fahrkomfort oder auch der Entwurf einer Fahrdynamikregelung mit dem Ziel einer zweckmäßigen Allokation der Stellgrößen auf die verfügbaren Systeme stellen die Fahrzeughersteller vor große Herausforderungen.

Die vorliegende Dissertation befasst sich mit der fahrdynamischen Analyse radselektiv eingreifender Fahrdynamikregelsysteme. Es werden Werkzeuge und Regelalgorithmen vorgestellt, mit welchen die Vielzahl an Kombinationsmöglichkeiten schnell und einfach untereinander verglichen werden können. Die auf einer Online-Optimierung basierende Methode zur Allokation der Stellgrößen ist hierbei ein besonders wertvolles Instrument zur Bewertung der verschiedenen Fahrzeugkonfigurationen. Unter Berücksichtigung der getroffenen Annahmen und Ergebnisse kann im Rahmen der Arbeit eine Empfehlung für eine vielversprechende aktorische Ausstattung eines elektromechanischen Corner-Moduls abgegeben werden.

Abstract

A conventional vehicle design offers little room for optimisation measures in terms of fulfilling the development targets, which in turn are lumbered with target conflicts. Therefore, research into innovative vehicle concepts is an inherent part of the strategic targets of all automotive manufacturers. The integration of all drive and suspension components into the component assembly of the wheel is a radical approach, which caused quite a stir in recent years. It allows for the control of all the degrees of free movement of the individual wheel. The kinematic uncoupling of the wheels on the one hand offers a host of functional advantages and design opportunities, on the other hand is connected to new questions, which until now research has not be able to answer. In particular these are the development of safety strategies in the case of a malfunction of an actuator; the analysis of the results of increased wheel weights onto the driving comfort; or the design of an appropriate road handling control, all of which present huge challenges for the vehicle manufacturers.

The present thesis presents the analysis of the drive dynamics of wheel individual road handling control systems. It presents tools and control algorithms that simply and quickly compare with each other the multitude of possible combinations. This method, based on an online optimisation for the allocation of the variables, is a particularly valuable tool for the evaluation of the different vehicle configurations. Based on the framework of the assumptions made and the results achieved, the present work is able to give a recommendation for a promising configuration of an electro-mechanic corner module.

Vorwort

Die vorliegende Arbeit entstand im Zuge meiner Tätigkeit als Doktorand und wissenschaftlicher Mitarbeiter am Institut für Fahrzeugtechnik der Technischen Universität Graz in Zusammenarbeit mit MAGNA STEYR Fahrzeugtechnik Graz.

Mein herzlicher Dank gilt Univ.-Prof. Dr.techn. Wolfgang Hirschberg für die fachliche Betreuung dieser Arbeit. Seine großzügige Unterstützung und Förderung haben den Rahmen geschaffen, in dem ich meine Ideen zur Fahrdynamikregelung von überaktuierten Fahrzeugen in der dargestellten Form entwickeln und ausarbeiten konnte.

Gebührender Dank gilt Herrn Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr. techn. Martin Horn, Institutsvorstand am Institut für Mess- und Regelungssysteme der Alpen-Adria Universität Klagenfurt, für das Interesse an meiner Arbeit und die freundliche Bereitschaft die Zweitbegutachtung zu übernehmen.

Für das motivierende Arbeitsumfeld möchte ich mich bei all meinen Kolleginnen und Kollegen am Institut für Fahrzeugtechnik bedanken. Neben den fachlich anregenden Diskussionen die mein Blickfeld oftmals erweitert haben, war es vor allem der freundschaftliche Umgang der über den ein oder anderen Tiefpunkt hinweg geholfen hat.

Des Weiteren bedanke ich mich bei Herrn Dipl.-Ing. Gerhard Rieder und Herrn Dipl.-Ing. Walter Schimpl, Abteilung für Fahrwerksentwicklung bei MAGNA STEYR Fahrzeugtechnik Graz, für die vielen fachlichen Anregungen im Zuge der Arbeit und für die fortlaufende, freundschaftliche Unterstützung.

Abschließend möchte ich mich noch von ganzem Herzen bei meiner Familie, meinen Freunden und bei meiner Partnerin Christine bedanken, die mir in dieser entbehrungsreichen Zeit durchgehend zur Seite gestanden und viel Verständnis und Geduld aufgebracht haben.

*Haymo Niederkofler
Graz, April 2012*

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.

Graz, im April 2012

Unterschrift:

Abkürzungs- und Formelverzeichnis

Abkürzungen

2RA	Zweiradantrieb
4RA	Vierradantrieb
ABC	Active Body Control
ABS	Antiblockiersystem
ASIL	Automotive Safety Integrity Level
ASR	Antriebsschlupfregelung
AuHi	Autonomous Highway
ECM	Elektromechanisches Corner-Modul
ECU	Electronic Control Unit
EMA	Ausweichassistent
EMB	Elektromechanische Bremse
ESP	Elektronisches Stabilitätsprogramm
FAS	Fahrerassistenzsystem
GUI	Graphical User Interface
GPS	Global Positioning System
KOS	Kinematic Optimization System
LKA	Lane Keeping Assistant
MMM	Milliken Moment Method
MOVES ²	Modular Vehicle Simulation System
MTVV	Maximum Transient Vibration Value
NA	Nickachse
OEM	Original Equipment Manufacturer
OF	Overload Factor
PBA	Predictive Brake Assist
PI Regler	Proportional-Integral Regler
Pkw	Personenkraftwagen
RCS-TUG	Retrospective Case Study of Graz University of Technology
RMS	Root Mean Square
SbW	Steer-by-Wire
SLS	Speed Limiting System
TV	Torque Vectoring
ÜL	Überlast
VKM	Verbrennungskraftmaschine

WA	Wankachse
ZEDATU	Zentrale Datenbank tödlicher Unfälle

Anmerkungen zur Indizierung

In dieser Arbeit bezeichnen die Symbole

a	...	eine skalare Größe,
\mathbf{a}	...	einen $n \times 1$ -Vektor und
\mathbf{A}	...	eine $n \times m$ -Matrix

wobei sowohl n als auch m beliebige Dimensionen annehmen können. Die Indizierung eines Formelzeichens \mathbf{X} wird nach folgendem Schema festgelegt:

$${}^4_1\mathbf{X}_2^3.$$

Die vier Indizes haben folgende Bedeutung:

1 ... Gibt das Bezugssystem an, in dem die Variable definiert ist. Ein fehlender Index weist auf die Darstellung im Referenzsystem hin. Die in dieser Arbeit verwendeten Koordinatensysteme sind in Anhang A.1 definiert.

2 ... Kennzeichnet einen freien Index zur Zuordnung der Variable, z.B. vl für vorne links.

3 ... Exponent, Transpositionszeichen T , Inversionszeichen $^{-1}$ oder eine Kennzeichnung weiterer Eigenschaften, z.B.

x^{soll}	...	Sollgröße,
x^{ist}	...	Istgröße,
x^{SP}	...	Eigenschaft im Fahrzeugschwerpunkt

4 ... Zeichen für Ableitung, Tilde, Dach, etc.

Häufig vorkommende Indizes

Indizes	Bedeutung
A	... Aufbau
$aktiv$... Aktiv
ext	... Extern

Indizes	Bedeutung
F	... Fahrbahn
h	... Hinten
H	... Horizontiert
hl	... Hinten links
hr	... Hinten rechts
i, j	... Zählvariablen
ist	... Istgröße
kin	... Kinematisch
l	... Links
m	... Mittlere Abweichung
max	... Maximum
min	... Minimum
$MTVV$... Maximum Transient Vibration Value
$nenn$... Nennpunkt
nom	... Nominal
pas	... Passiv
r	... Rechts
R	... Rad
ref	... Referenzgröße
res	... Resultierend
RMS	... Root Mean Square
$semi$... Semiaktiv
$soll$... Sollwert
SP	... Schwerpunkt
sum	... Summe
tot	... Total/Gesamt
v	... Vorne
vl	... Vorne links
vr	... Vorne rechts
x	... Längsrichtung
y	... Querrichtung
z	... Hochrichtung

Lateinische Zeichen

Zeichen	Erklärung
a, c	... Sigmoidenparameter
A_{proj}	... Projizierte Frontfläche des Fahrzeugs
a_R	... Rollwiderstandsbeiwert
a_y	... Querbeschleunigung
c	... Federsteifigkeit
$c_{\alpha v}, c_{\alpha h}$... Seitenkraft-Schräglaufwinkel-Beiwert vorne/hinten

Zeichen	Erklärung
C_D	... Luftwiderstandsbeiwert
d	... Dämpfungskonstante
d_{sky}	... Sky-Hook Dämpfungskonstante
E	... Energie
e_y	... Regelfehler der Querabweichung
F	... Kraft
f	... Frequenz
F_c	... Federkraft
F_d	... Dämpfungskraft
F'_x, F'_y	... Basiswerte der Reifenkraft-Schlupfkurven
g	... Gewichtungsfaktor
$G(s)$... Allgemeine Übertragungsfunktion
$G_{VD}(s)$... Übertragungsfunktion des hydraulischen Verstelldämpfers
$G_R(s)$... Reglerübertragungsfunktion des Fahrermodells
g_z	... Gravitationskonstante
GF	... Gewichtungsfunktion
$\hat{h}(\Omega)$... Frequenzabhängige Amplitude
i_G	... Getriebeübersetzung
J	... Trägheitsmoment
J_q	... Quadratisches Gütefunktional
\tilde{k}	... Tangentensteigung an die Krempel'sche Reibungsellipse
k	... Tangentensteigung
K, B, A	... Koeffizienten des horizontalen Reifenmodells
K_i	... Integraler Regleranteil
K_p	... Proportionaler Regleranteil
L	... Wellenlänge
L_e	... Latschlänge
l_h	... Schwerpunktabstand zur Hinterachse
l_v	... Schwerpunktabstand zur Vorderachse
M	... Moment
m	... Masse
m_{tot}^*	... Verallgemeinerte Fahrzeugmasse
M_B	... Bremsmoment
$M_{x,v}$... Wankmoment an der Vorderachse
$M_{x,tot}$... Summe der Wankmomente
n	... Nachlaufstrecke
P	... Leistung
p_R	... Reifeninnendruck
q	... Stellgrößenbeschränkungen
Q	... Ottokriterium
R	... Radius
r_e	... Effektiver Reifenradius
r_s	... Statischer Reifenradius
s	... Spurweite

Zeichen	Erklärung
s_x	... Längsschlupf
s_y	... Querschlupf
t	... Zeit
T	... Zeitintervall
T_{1S}, T_{2S}	... Zeitkonstanten im Steuerungsteil des Fahrermodells
T_D, T_I	... Zeitkonstanten im Regler des Fahrermodells
T_A	... Antizipationszeit des Fahrers
t_{Det}	... Detektionszeit
T_P	... Prädiktionszeit des Fahrers
v	... Geschwindigkeit
V_{GR}	... Verstärkungsfaktor im Regler des Fahrermodells
V_{GS}	... Verstärkungsfaktor im Steuerungsteil des Fahrermodells
v_G	... Gleitgeschwindigkeit in Reifenumfangsrichtung
v_T	... Transportgeschwindigkeit der Reifenteilchen
W	... Filterfunktion
W_L	... Luftwiderstandskraft
W_R	... Rollwiderstandskraft
W_S	... Steigungswiderstandskraft
Δy	... Querabweichung von der Solltrajektorie
Δy_{1s}	... Querabweichung von der Solltrajektorie nach einer Sekunde
dY_0	... Anfangssteigung der Reifenkraft-Schlupfkurve
Y_∞	... Sättigungswert der Reifenkraft-Schlupfkurve
Y_{max}	... Maximalwert der Reifenkraft-Schlupfkurve
y_e	... Querabweichung von der Sigmoidentrajektorie
$\ddot{z}_{A,P}$... Vertikale Aufbaubeschleunigung im Punkt P
\ddot{z}_W	... Frequenzbewertete vertikale Aufbaubeschleunigung

Griechische Zeichen

Zeichen	Erklärung
α	... Schräglaufwinkel
β	... Schwimmwinkel
β_R	... Richtung des horizontalen Reifenkraftvektors
γ	... Sturzwinkel
δ_h	... Lenkradwinkel
δ_{hS}	... Antizipatorischer Steuerungsanteil des Lenkwinkels
δ_{hR}	... Kompensatorischer Regelungsanteil des Lenkwinkels
δ_R	... Radlenkwinkel
Δ	... Differenzgröße
ϵ	... Numerischer Stabilisator
ζ	... Verhältnis der Wankmomentenverteilung
η	... Ausnutzungsgrad der horizontalen Reifenkraft

Zeichen	Erklärung
θ	... Nickwinkel
κ	... Fahrbahnkrümmung
λ	... Drehmassenfaktor
λ_μ	... Korrekturterm des Kraftschlusskoeffizienten
λ_x, λ_y	... Korrekturterme der maximalen Horizontalkräfte
λ_{yS}	... Lateraler Schlupf
μ	... Kraftschlussbeiwert
ν_B	... Beschleunigungspedalstellung
ν_V	... Verzögerungspedalstellung
ρ_L	... Luftdichte
ϱ	... Steigungswinkel der Fahrbahn
σ	... Fahrbahnsteigung in %
τ	... Zeitkonstante
τ_I	... Integrationszeitfenster
τ_x, τ_y	... Zeitkonstanten des horizontalen Reifenmodells
φ	... Überlagerungslenkwinkel
ϕ	... Wankwinkel
ψ	... Gierwinkel
ω	... Winkelgeschwindigkeit
Ω	... Wegkreisfrequenz

Vektoren und Matrizen

Zeichen	Erklärung
a	... Vektor der verallgemeinerten Beschleunigung
A	... Systemmatrix
b	... Vektor der linearen Reifen- und Aktornebenbedingungen
B	... Eingangsmatrix
d	... Potentialvektor der Aktornebenbedingungen
$\hat{\mathbf{e}}$... Fahrereingangsgrößenvektor
f	... Vektor der optimalen Reifen-Stellkräfte
\mathbf{f}_{cost}	... Vektor der Kostenfunktionen
F	... Allgemeiner Kraftvektor
G	... Matrix der Geometriegrößen
H	... Hessematrix
I	... Einheitsmatrix
J	... Trägheitstensor
K	... LQR-Verstärkungsmatrix
M	... Allgemeiner Momentenvektor
n	... Normalenvektor auf die Trajektorie
N	... Matrix der linearen Reifen- und Aktornebenbedingungen
P	... Lösung der algebraischen Matrix-Riccati-Gleichung

Zeichen	Erklärung
$q(\mathbf{f})$... Zielfunktion der optimalen Stellgrößenverteilung
\mathbf{Q}	... Gewichtungsmatrix der Zustandsgrößen
\mathbf{r}	... Ortsvektor
$\hat{\mathbf{r}}$... Sollgrößenvektor
\mathbf{R}	... Gewichtungsmatrix der Stellgrößen
$\hat{\mathbf{R}}_\beta$... Sollgrößenkennfeld des Schwimmwinkels
$\hat{\mathbf{R}}_\psi$... Sollgrößenkennfeld der Gierrate
\mathbf{T}	... Transformationsmatrix
\mathbf{u}	... Stellgrößenvektor
\mathbf{u}_{opt}	... Optimaler Stellgrößenvektor
\mathbf{u}_Q	... Stellvektor der querdynamischen Größen
$\mathbf{u}_{Q,R}$... Stellvektor der querdynamischen Regelgrößen
$\mathbf{u}_{Q,S}$... Stellvektor der querdynamischen Steuerungsgrößen
$\hat{\mathbf{u}}$... Virtueller Kraftvektor im Fahrzeugschwerpunkt
$\bar{\mathbf{u}}$... Stellvektor des optimalen Zustandsreglers
$\hat{\mathbf{U}}_{F_y}, \hat{\mathbf{U}}_{M_z}$... Steuerungskennfelder
\mathbf{v}	... Vektor der translatorischen Geschwindigkeit
\mathbf{w}	... Verschiebevektor der horizontalen Radbewegung
\mathbf{W}	... Gewichtungsmatrix
\mathbf{x}	... Zustandsvektor
$\hat{\mathbf{y}}$... Vektor der Ausgangsgrößen
\mathbf{z}	... Vektor der verallgemeinerten Geschwindigkeit
$\boldsymbol{\alpha}$... Vektor der Winkelbeschleunigung
$\boldsymbol{\omega}$... Vektor der rotatorischen Geschwindigkeit

Inhaltsverzeichnis

Kurzfassung	i
Abstract	iii
Vorwort	v
Eidesstattliche Erklärung	vii
Abkürzungs- und Formelverzeichnis	ix
1 Einleitung	1
1.1 Motivation	2
1.1.1 Übergang von konventionellen zu mechatronischen Radmodulen	2
1.1.2 Evolution der Fahrzeugarchitektur	4
1.2 Aktuelle Forschungs- und Entwicklungsaktivitäten	5
1.3 Problemstellung und Zielsetzungen der Arbeit	8
1.4 Gliederung der Arbeit	9
2 Vorauswahl der Aktorik	13
2.1 Begriffsdefinition und Klassifizierung der Fahrdynamikregelsysteme	13
2.1.1 Aktorik zur Generierung von Reifenlängskräften	14
2.1.2 Aktorik zur Generierung von Reifenquerkräften	17
2.1.3 Aktorik zur Generierung von vertikalen Reifenkräften	19
2.2 Beeinflussbarkeit der Horizontaldynamik mit den Aktoren eines ECMs	22
2.2.1 Methodik zur Beurteilung der Effizienz eines Aktoreingriffs	22

2.2.2	Giermomentenpotential der Längsschlupfregelung	24
2.2.3	Giermomentenpotential durch eine Lenkwinkelüberlagerung	26
2.2.4	Giermomentenpotential durch die Verstellung der Radlast- Aufteilung	28
2.2.5	Zusammenfassung	29
2.3	Beeinflussbarkeit der Vertikaldynamik mit den Aktoren eines ECMs	30
2.3.1	Ausgangslage	30
2.3.2	Formulierung der offenen Forschungsfragen	31
2.3.3	Beurteilung des Fahrkomforts von Fahrzeugen mit erhöh- ten Radmassen	32
2.3.4	Energiebedarf von geregelten Fahrwerksystemen	39
2.4	Systemauswahl	41
3	Entwicklungsumgebungen	43
3.1	Simulationsumgebung MOVES ²	43
3.1.1	Manörovorgabe und Fahrermodell	45
3.1.2	Umwelt, Visualisierung und Simulationsoutput	47
3.1.3	Fahrzeugmodelle	48
3.2	Beschreibung der eingesetzten Aktorik	56
3.2.1	Steer-by-Wire-Einzelradlenkung	56
3.2.2	Elektromechanischer Radnabenantrieb	58
3.3	Co-Simulationsumgebung	61
4	Entwurf der Fahrdynamikregelung	63
4.1	Einleitung	63
4.1.1	Problemstellung und Zielsetzung	63
4.1.2	Konzept der Fahrdynamikregelung	65
4.2	Sollgrößengenerator	66
4.3	Entwurf des Horizontaldynamikreglers	69
4.3.1	Längsdynamikregler	69
4.3.2	Querdynamikregler	70
4.4	Optimale Stellgrößenverteilung	74
4.4.1	Formulierung der Zielfunktion	75

4.4.2	Formulierung der Nebenbedingungen	79
4.4.3	Lösung der Optimierungsaufgabe	83
4.4.4	Berechnung der Stellgrößen	84
5	Analyse des Ausfallverhaltens	87
5.1	Einleitung	87
5.2	Auswahl der Fahrzeugkonfigurationen	88
5.3	Beschreibung der Ausfallszenarien	90
5.3.1	Definition der untersuchten Fahrmanöver	90
5.3.2	Beschreibung der Fehlerfälle	91
5.4	Bewertungskriterien	91
5.4.1	Abweichung von der Referenztrajektorie	92
5.4.2	Gierbeschleunigungskennwert	93
5.5	Ausfallverhalten in der stationären Kreisfahrt	94
5.5.1	Fehlfunktion des elektrischen Radnabenmotors	94
5.5.2	Fehlfunktion des Lenksystems	96
5.6	Ausfallverhalten im Spurwechselmanöver	99
5.6.1	Fehlfunktion des elektrischen Radnabenmotors	99
5.6.2	Fehlfunktion des Lenksystems	100
5.7	Zusammenfassung	102
6	Einsatzpotentiale in Fahrerassistenzsystemen	105
6.1	Einleitung	105
6.2	Effizienzbewertung und Auswahl eines FAS	107
6.3	Funktionsweise eines Ausweichassistenten	109
6.4	Modell zur Bestimmung des letztmöglichen Eingriffszeitpunktes	110
6.5	Auswahl der Fahrzeugkonfigurationen	112
6.6	Simulationsergebnisse	113
6.7	Zusammenfassung	116
7	Zusammenfassung und Schlussfolgerungen	119

A	Anhang A: Modellierung der virtuellen Versuchsfahrzeuge	125
A.1	Fahrzeug Koordinatensysteme	125
A.2	Herleitung der Bewegungsgleichungen für das lineare Einspurmodell	126
A.3	Beschreibung der Bewegung des nichtlinearen Gesamtfahrzeugmodells	129
A.3.1	Bewegungsgleichungen des Aufbaus	129
A.3.2	Bewegungsgleichungen der Räder	131
A.4	Modellbildung des Reifens	131
A.4.1	Vertikalmodell	132
A.4.2	Horizontalmodell	132
B	Anhang B: Parametrierung der Versuchsfahrzeuge	139
B.1	Parameter des Versuchsfahrzeugs	140
B.1.1	Allgemeine Fahrzeugparameter	140
B.1.2	Feder- und Dämpferkennlinien	141
B.2	Reifenparameter	142
	Literaturverzeichnis	143
	Tabellenverzeichnis	161
	Abbildungsverzeichnis	163

1

Einleitung

Über viele Jahrhunderte hinweg wurde die Muskelkraft von Nutztieren eingesetzt, um die für die Erfüllung von Transportaufgaben notwendige Antriebsleistung aufzubringen. Ein wesentliches Merkmal der Fortbewegungsmittel dieser Zeit war die strikte Trennung von Fahrzeug und Antrieb, die in Kombination mit der geringen Leistungsdichte zu großvolumigen Gespannen mit geringer Transportleistung führte. Die Integration des maschinellen Antriebs in das Fahrzeug war ein evolutionärer Schritt in der Entwicklung der Mobilität [MBBB10], vgl. Abbildung 1.1. Durch den Einsatz von Arbeitskraftmaschinen konnten größere Distanzen in kürzerer Zeit und wesentlich komfortabler zurückgelegt werden, was wiederum dazu führte, dass auch das Bedürfnis nach individueller Mobilität stetig zunahm. Die Art und Weise der Bereitstellung der Antriebsleistung dominiert seitdem das Aussehen und die Konstruktion der Fahrzeuge. Die diesbezüglichen technischen Herausforderungen machten es zunächst notwendig die Antriebseinheit ins Zentrum der Entwicklung zu stellen. Im Laufe der Jahrzehnte haben sich die Rahmenbedingungen und damit auch die Zielsetzungen in der Automobilentwicklung jedoch verändert, sodass im Entwicklungsprozess moderner Personenkraftwagen nicht mehr die Konstruktion von Einzelbauteilen im Mittelpunkt steht, sondern die Erfüllung der Bedürfnisse und Anforderungen der Passagiere [Fia06]. Dazu zählen in erster Linie neben der ergonomischen Gestaltung des Innenraums, die Insassensicherheit, der Reisekomfort und in Zeiten zunehmender Energiekosten auch die Gesamteffizienz des Fahrzeugs. Trotz des Einsatzes hochwertiger Materialien und neuartiger Technologien bestehen bei Fahrzeugen mit aufbauseitiger Antriebseinheit eine Reihe von Zielkonflikten, die eine gleichzeitige Optimierung aller Anforderungen nur begrenzt zulassen.

Die Integration aller Antriebs- und Fahrwerksteile in die Radbaugruppe stellt in diesem Zusammenhang den nächsten evolutionären Schritt in der Entwicklung der Fahrzeuge¹ dar.

Die vorliegende Dissertation befasst sich mit den Möglichkeiten und den Herausforderungen, die sich im Zuge dieser weitreichenden Änderung der Fahrzeugarchitektur ergeben. Auf Basis fahrdynamischer Analysen des Gesamtsystems sollen Empfehlungen für die Auswahl der Aktorik erarbeitet sowie die Potentiale hinsichtlich einer Verbesserung des Fahrkomforts und der Fahrsicherheit unter der Prämisse minimalen Energiebedarfs und maximaler Kundenakzeptanz ermittelt werden.

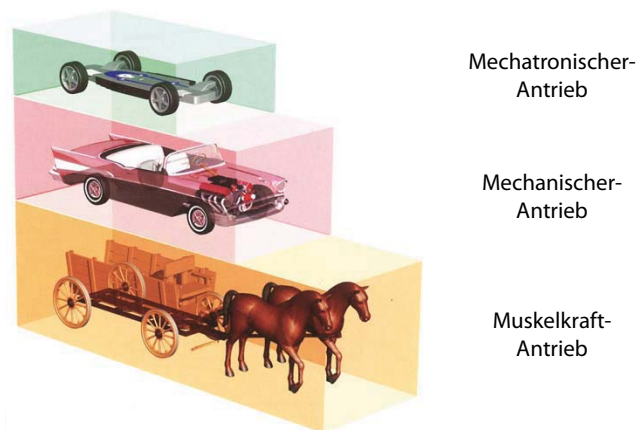


Abbildung 1.1: Evolution der Mobilität [MBBB10]

1.1 Motivation

1.1.1 Übergang von konventionellen zu mechatronischen Radmodulen

Der Fahrerwunsch² definiert sich in einer Vorgabe der Fahrtrichtung und der Fahrgeschwindigkeit und wird durch die Bedienung der Steuerelemente am Fahrerplatz festgelegt. Dabei dienen das Gaspedal und das Bremspedal, oder allgemeiner die Beschleunigungs- und Verzögerungseinheit, zur Umsetzung der längsdynamischen Vorgaben. Zur Steuerung der Querdynamik steht zusätzlich eine Lenkvorrichtung zur Verfügung. Die Umsetzung der Fahrereingaben erfolgt in der Radaufhängung, die als Bindeglied zwischen Fahrbahn und Fahrzeug alle

¹Die Verwendung des weitreichenden Begriffs *Fahrzeug* bezieht sich im Folgenden ausschließlich auf Personenkraftwagen.

²Der *Fahrer* wird des Weiteren als geschlechtsneutraler Begriff aufgefasst.

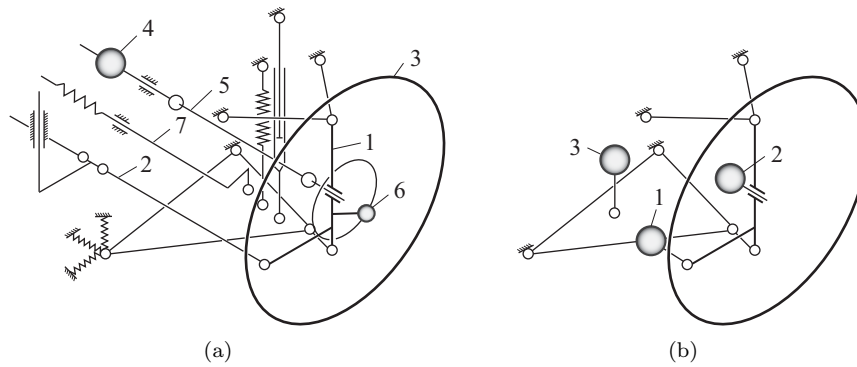


Abbildung 1.2: Prinzipdarstellung von Radaufhängungen

(a) Kinematik einer konventionellen Einzelradaufhängung [Mat07], (b) Radbaugruppe eines elektromechanischen Corner-Moduls

Kräfte und Momente, welche die dreidimensionale Bewegung des Fahrzeugs im Raum bestimmen, überträgt.

Abbildung 1.2(a) zeigt eine schematische Darstellung einer Einzelradaufhängung, wie sie in modernen Fahrzeugen eingesetzt wird. Die Bewegung des Radträgers –1–, besitzt neben einem vertikal gerichteten translatorischen Freiheitsgrad, einen weiteren rotatorischen Freiheitsgrad um die Lenkachse. Während die Ein- und Ausfederung durch die Fahrbahnunebenheiten und die Aufbauabewegung angeregt wird, erfolgt die Radlenkdrehung mechanisch gesteuert über die Fahrzeuglenkung. Die paarweise gelenkten Räder einer Achse sind über das Lenkgestänge –2– miteinander verbunden, wodurch sich viele gegenseitige Abhängigkeiten ergeben. Die übrigen vier Lagegrößen des Radträgers sind durch die Kinematik der Einzelradaufhängung fest vorgegeben. Das drehbar gelagerte Rad –3– hat gegenüber dem Radträger einen weiteren Freiheitsgrad, welcher durch die Vorgabe eines Antriebs- beziehungsweise Bremsmoments gesteuert wird. Das Drehmoment wird von einer am Fahrzeug gelagerten Antriebseinheit –4– über eine Gelenkwelle –5– auf das Rad übertragen oder durch Betätigung der Bremsanlage –6– aufgebracht. Eine weitere kinetische Bindung besteht aufgrund des Stabilisators –7–, welcher die Räder einer Achse über eine Torsionsfeder miteinander verbindet und zur passiven Beeinflussung des Fahrverhaltens bzw. der Wankdynamik des Aufbaus eingesetzt wird. Da die Reifenstellung im Bezug zur Fahrbahn einen wesentlichen Faktor bei der Entstehung der Reifenkräfte darstellt, spielt die kinematische Analyse einer Radaufhängung nach Abbildung 1.2(a) eine wichtige Rolle. Bei der Konstruktion und Abstimmung müssen Erkenntnisse aus der Fahrdynamik beachtet werden, um einen Kompromiss zwischen den Forderungen nach bestmöglichem Fahrverhalten und größtmöglichem Fahrkomfort zu finden [HE07]. Bei hochpreisigen Fahrzeugen wird dieser Zielkonflikt durch konstruktiv aufwändige Achskonstruktionen sowie durch den Einsatz geregelter Fahrwerksysteme ausgeweitet [DPK⁺08, FHT⁺09].

Abbildung 1.2(b) zeigt eine Radaufhängung, bei der die mechanischen Antriebe und Betätigungen durch elektromechanische Stellglieder substituiert werden. Sowohl die Aktuierung der Radlenkdrehung –1– als auch jene der Raddrehung um die Antriebsachse –2– erfolgen nunmehr radindividuell. Die Krafterelemente zur Steuerung des vertikalen Freiheitsgrades (Feder, Dämpfer und Stabilisator) werden ebenfalls durch einen Aktor –3– ersetzt. Ein derartiges mechatronisches Radantriebs- und Radaufhängungsmodul wird in der weiteren Arbeit als ECM³ bezeichnet. Wie der Abbildung 1.2 zu entnehmen ist, werden bei einem ECM alle mechanischen Querverbindungen zwischen den Rädern einer oder mehrerer Achse(n) aufgelöst. Aufgrund der Tatsache, dass sowohl die horizontalen als auch die vertikalen Reifenkräfte von den Aktoren geregelt werden, muss der Einfluss der Lageänderungen des Radträgers infolge der Hub- und Lenkbewegung bei der Konstruktion der Achskinematik nicht weiter berücksichtigt werden.

Die kinematische Entkoppelung der Räder bringt einerseits eine Reihe von funktionellen Vorteilen gepaart mit völlig neuen gestalterischen Freiheiten hinsichtlich des Fahrzeugkonzepts mit sich, andererseits entstehen herausfordernde Problemstellungen die bislang nicht gelöst sind. Im Folgenden werden die wesentlichen Unterschiede gegenüber einer konventionellen Fahrzeugarchitektur aufgezeigt und diskutiert.

1.1.2 Evolution der Fahrzeugarchitektur

Abbildung 1.3 zeigt eine typische Baumstruktur der Baugruppen eines Kraftfahrzeugs. Die Gliederung der Produktstruktur entspricht keiner Norm, sondern folgt üblicherweise dem funktionalen Aufbau des Produkts und orientiert sich an den Organisationsstrukturen innerhalb eines Unternehmens [Har12]. In der vorliegenden Arbeit wird eine Unterteilung in die vier Hauptbaugruppen *Aufbau*, *Antrieb*, *Chassis* und *Elektrik* vorgeschlagen.

Wie in Abbildung 1.3 zu sehen ist, können durch den Einsatz der ECM-Technologie die Hauptbaugruppen *Antrieb* und *Chassis* zusammengelegt werden, was zu einer radikalen Änderung der Produktstruktur führt. Durch die Verlagerung der Bauteilkomplexität vom Aufbau in das Rad entstehen eine Reihe von neuen Herausforderungen, welche bislang noch nicht vollkommen gelöst sind. Einige Beispiele derartiger Problemstellungen sind die Auswirkungen der erhöhten Radmassen auf Fahrkomfort und Fahrsicherheit, die Bauraumausnutzung im Radkasten, die Sicherstellung optimaler Kühlbedingungen für die Elektromotoren oder die Entwicklung von Sicherheitskonzepten im Fehlerfall eines Aktors.

Auf der anderen Seite besteht durch die Zusammenfassung der Komponenten in eine Baugruppe großes Optimierungspotential gegenüber konventionellen Strukturen, was die Erforschung der neuen Technologie rechtfertigt. Durch zielgerichtete Modularisierung kann das ECM plattformübergreifend und unter Umständen sogar herstellerübergreifend eingesetzt werden. Die aufgelösten Querverbin-

³Elektromechanisches Corner-Modul

dungen zwischen den Rädern einer Achse und die geringen Toleranzanforderungen an den Schnittstellen zum Fahrzeugaufbau haben einen einfachen Montageprozess zur Folge, wodurch ein Kosteneinsparungspotential in der Endmontage entsteht [Zet02]. Der wahrscheinlich größte Vorteil des ECMs, sind die neuen gestalterischen Freiheiten am Fahrzeugaufbau. Durch den Entfall von Komponenten, dazu gehören unter anderem die Antriebs- und Getriebeeinheit, das Lenkgestänge sowie die Stabilisatoren, ergibt sich eine neue Raumsituation, welche vielfältig genutzt werden kann. Neben einer Verbesserung der Crashstrukturen können beispielsweise das Fahrzeugdesign, die Aerodynamik oder die Innenraumnutzung in einen größeren Bereich optimiert werden.

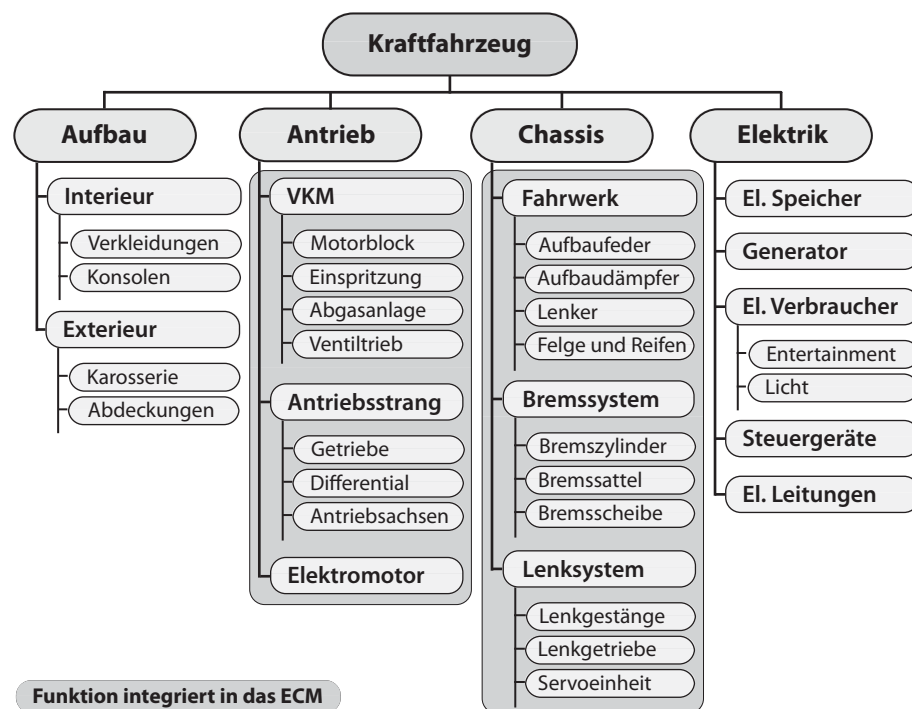


Abbildung 1.3: Typische Produktstruktur eines Kraftfahrzeugs mit den Komponenten eines ECMs

1.2 Aktuelle Forschungs- und Entwicklungsaktivitäten

Tabelle 1.1 gibt einen Überblick über die aktuellen Forschungs- und Entwicklungsaktivitäten von Seiten der Fahrzeughersteller, der Zulieferindustrie und der Forschungseinrichtungen. Die Integration der Antriebseinheit ins Rad ermöglicht eine Reihe der bereits angeführten Konzeptvorteile und kann demzufolge

als Mindestanforderung eines ECMs angesehen werden. Bei der Elektrifizierung der Fahrwerkskomponenten, ist bislang jedoch keine einheitliche Entwicklungsstrategie erkennbar.

General Motors befasst sich schon seit über zehn Jahren mit der Entwicklung von innovativen Fahrzeugkonzepten auf Basis der ECM-Technik. Mit der Konzeptstudie *Autonomy* wurde im Jahr 2002 der Begriff des *Skateboard Chassis* eingeführt. Die darauf aufbauenden Demonstratorfahrzeuge *Hy-wire* (2002) und *Sequel* (2006) dienen als Prototypenträger für neuartige Antriebs- und Fahrwerkssysteme. Einige Forschungsschwerpunkte befassen sich mit der technischen Realisierung von *X-by-Wire*-Systemen⁴ in einem gesamtheitlichen Ansatz und mit der Nutzbarmachung der Brennstoffzellentechnologie für die Anwendung im Kraftfahrzeug.

Die Konzepte von Toyota und Nissan verfügen sowohl über eine radindividuelle elektrische Antriebseinheit als auch über eine *Steer-by-Wire*-Einzelradlenkung. Die Fahrzeuge sind gekennzeichnet durch einen großen Lenkbereich, wodurch sich herausragende Bewegungs- und Rangiereigenschaften ergeben. eTraction verfolgt ein ähnliches Konzept, allerdings im Bereich von Nutzfahrzeugen und Bussen.

Die beiden Reifenhersteller Bridgestone und Michelin, vgl. Abbildung 1.4(b), beschäftigen sich bereits seit Längerem mit der Erforschung innovativer Radantriebs- und Radaufhängungsmodule. Eine positive Beeinflussung des Fahrkomforts und der Fahrsicherheit wird durch den Einsatz von Tilgersystemen bzw. aktiv geregelten Fahrwerkskomponenten angestrebt. Die Betätigung der Radlenkdrehung erfolgt bei beiden Konzepten über eine konventionelle Zahnstangenlenkung.

Beim *Autonomous Corner Modul* von Volvo, vgl. 1.4(a), bzw. dem *eCorner Modul* von Continental Automotive (vormals Siemens VDO), werden alle Komponenten des Antriebs, der Bremse, der Lenkung und des Fahrwerks in die Radbaugruppe integriert. Während die Entwicklung des *Autonomous Corner Moduls* noch nicht über die Konzeptidee hinausgehen, wurden Teilkomponenten des *eCorner Moduls* bereits als Prototypen dargestellt. Bei den in Hardware umgesetzten Komponenten handelt es sich um eine elektromechanische Keilbremse und einen elektrischen Radnabenantrieb.

Sowohl am Massachusetts Institute of Technology, am Deutschen Zentrum für Luft- und Raumfahrt als auch an der TU Paderborn wurden in den vergangenen Jahren Forschungsprototypen von ECM-Fahrzeugen aufgebaut. Neben der Analyse der regelungstechnischen Möglichkeiten werden auch vereinzelte Anstrengungen hinsichtlich der Optimierung für eine Serienanwendung unternommen.

Ein Überblick über die ECM-Strategieziele weiterer namhafter OEMs⁵ wird in [Fro08] gegeben.

⁴Mit diesem Begriff wird im Ingenieurwesen der Ersatz von mechanischen oder hydraulischen Verbindungen zwischen dem Betätigungsmittel und dem Aktor durch elektrische, optoelektronische oder optische Signalleitungen bezeichnet [HE07].

⁵Original Equipment Manufacturer

Tabelle 1.1: Aktuelle ECM Forschungs- und Entwicklungstätigkeiten

HERSTELLER/ENTWICKLER	ANTRIEB	BREMSE	LENKUNG	FAHRWERK
Volvo <i>Autonomous Corner Modul</i> [Zet02]	E/R/K ^a	E/R/K	E/R/K	E/R/K
General Motors <i>Autonomy, Hy-wire, Sequel</i> [BBS08]	E/R/P	E/R/P	E/A/P	M/R/P
Toyota <i>Fine</i> [Toy05]	E/R/P	k.A./R/P	E/R/P	k.A./R/P
Nissan <i>Pivo 2</i> [Aso08, Nis11]	E/R/P	k.A./R/P	E/R/P	k.A./R/P
Bridgestone <i>Dynamic Damping</i> [MTI ⁺ 06, NIT08]	E/R/P	E/R/P	M/A/P	M/R/P
Michelin <i>Active Wheel</i> [Sch08, LSW00]	E/R/P	M/R/P	M/A/P	E/R/P
Siemens VDO <i>eCorner</i> [Gom10, Gom07]	E/R/P	E/R/P	E/R/K	E/R/K
eTraction <i>The Wheel</i> [Hei01, eTr11]	E/R/P	M/R/P	E/R/P	E/R/K
Massachusetts Institute of Technology <i>Wheel Robot</i> [MBBB10]	E/R/P	k.A./R/P	E/R/P	k.A./R/P
Deutsches Zentrum für Luft- und Raumfahrt <i>Romo</i> [BHS ⁺ 11]	E/R/P	M/R/P	E/R/P	M/R/P
TU Paderborn <i>X-by-Wire Demonstrator</i> [NJT08]	E/R/P	E/R/P	E/R/P	E/R/P

^a Art der Aktuierung: **M**echanisch/**E**lektrisch/**keine** Angaben
 Art des Eingriffes: **R**adindividuell/**A**chsweise
 Entwicklungsstatus: **K**onzept/**P**rototyp

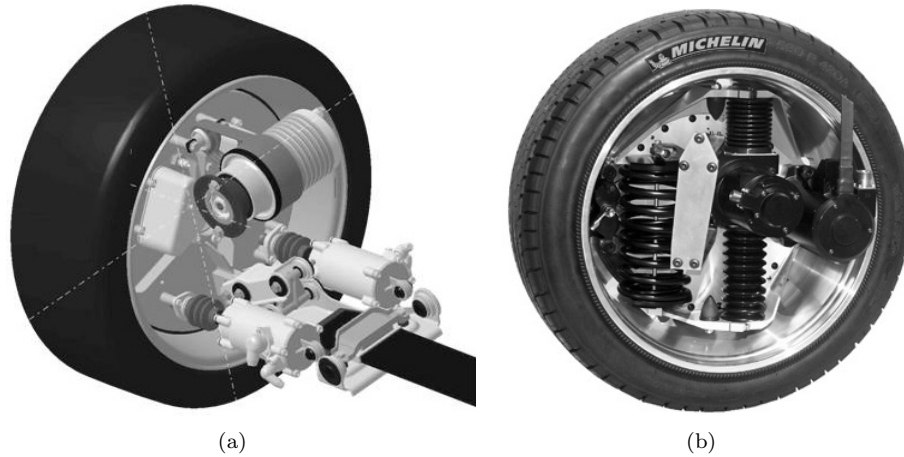


Abbildung 1.4: Ausführungsbeispiele von elektromechanischen Corner-Modulen
(a) *Autonomous Corner Modul* (Konzeptstudie, Volvo), (b) *Active Wheel* (Prototyp, Michelin).

1.3 Problemstellung und Zielsetzungen der Arbeit

Die seit ca. zehn Jahren stetig zunehmende Anzahl an Forschungsaktivitäten auf dem Gebiet elektromechanischer Corner-Module ist einerseits ein Indiz für die Aktualität der Thematik und spiegelt andererseits die erhofften Verbesserungspotentiale im Zusammenhang mit dieser neuartigen Technologie wider. Anhand der Vielzahl an unterschiedlichen Entwicklungsstrategien, die in Abschnitt 1.2 vorgestellt werden, erkennt man, dass sich bislang kein Industriestandard bezüglich des Aussehens und der Ausstattung eines ECMs durchgesetzt hat. Die Komplexität der Themenstellung begründet sich vor allem in den vielfältigen aktorischen Kombinationsmöglichkeiten und Freiheitsgraden, die sich durch den Einsatz radselektiv eingreifender Fahrdynamikregelsysteme ergeben. Außerdem stellt die noch relativ junge Technologie die Entwickler vor schwierige Herausforderungen in einigen bislang noch unzureichend erforschten Wissensgebieten. Dazu gehören unter anderem die Entwicklung von Fail-Safe-Strategien im Fehlerfall eines Aktors, die Analyse der Auswirkungen erhöhter Radmassen auf den Fahrkomfort oder auch der Entwurf einer Fahrdynamikregelung mit dem Ziel einer zweckmäßigen Allokation der Stellgrößen auf die verfügbaren Aktoren.

Die vorliegende Arbeit setzt sich demnach zum Ziel, den fahrdynamischen Nutzen elektromechanischer Corner-Module zu erheben, um darauf aufbauend einen Beitrag zur Beantwortung der zuvor genannten Forschungsfragen zu leisten. Die Erkenntnisse aus dieser Arbeit sollen des Weiteren die Entscheidungsfindung be-

züglich der technischen Umsetzung eines ECMs auf System- und Fahrzeugebene unterstützen.

Im Rahmen des Forschungsvorhabens wird die Zielerreichung in mehrere Teilschritte untergliedert. Ausgehend vom aktuellen Stand der Technik im Bereich aktiv eingreifender Fahrdynamikregelsysteme, soll zunächst eine Vorauswahl vielversprechender Aktorkonzepte getroffen werden. Die Systemauswahl basiert dabei auf der Analyse der Anwendungspotentiale hinsichtlich einer Steigerung der Fahrsicherheit und des Fahrkomforts unter der Prämisse minimalen Energiebedarfs und technischer Realisierbarkeit. Das Ergebnis der Systemauswahl liefert gleichzeitig die Antwort auf die erste Forschungsfrage bezüglich der aktorischen Ausstattung eines ECMs.

Der zweite Schwerpunkt der Arbeit liegt in der Beurteilung der Vielzahl an Systemvarianten die sich durch die Kombination der ausgewählten elektromechanischen Aktoren ergeben. Dazu ist zunächst die Entwicklung einer flexiblen Fahrdynamikregelung notwendig. Die Herausforderung besteht dabei in der Berücksichtigung der verfügbaren aktorischen Möglichkeiten bei der Berechnung der Stellgrößen, ohne dabei die Struktur bzw. die Parametrierung des Reglers anpassen zu müssen. Die Ergebnisse aus dem Untersuchungsteil sollen Aufschluss darüber geben, inwieweit sich das Potential von verschiedenen Kombinationen von Fahrwerkregelsystemen in Relation zum theoretischen Optimum unterscheidet. Die Analysen sollen sich an der Fragestellung nach der Effektivität einzelner und kombinierter Aktoreingriffe hinsichtlich einer Steigerung der Fahrstabilität in sicherheitskritischen Fahrsituationen orientieren.

1.4 Gliederung der Arbeit

Die vorliegende Arbeit untergliedert sich, wie in Abbildung 1.5 dargestellt, in insgesamt sieben Kapitel. Im einleitenden Abschnitt wird auf die Motivation und die Zielsetzungen eingegangen. Das zweite Kapitel gibt zunächst einen Überblick über den aktuellen Stand der Technik auf dem Gebiet radselektiv eingreifender Fahrdynamikregelsysteme. In einem nächsten Schritt wird das Einflusspotential der verschiedenen Aktoren hinsichtlich einer Verbesserung der Horizontal- und Vertikaldynamik eines Kraftfahrzeugs untersucht. Die Ergebnisse aus diesen Analysen bilden die Grundlage der Entscheidungsfindung über geeignete Konzepte zur Umsetzung eines elektromechanischen Corner-Moduls.

Im dritten Teil der Arbeit werden die entwickelten Simulationsmodelle zur Abbildung des dynamischen Verhaltens des Fahrzeugs sowie der eingesetzten Aktoren vorgestellt. Zur Überprüfung der Modellgüte wird das Fahrzeugmodell mit den Parametern eines Referenzfahrzeugs bedatet und auf Basis von Messungen aus Fahrversuchen validiert. Das Kapitel schließt mit der Vorstellung der Co-Simulationsumgebung, die zur Einbindung der Aktormodelle in die Fahrdynamiksimulation eingesetzt wird.

Das vierte Kapitel befasst sich mit dem Entwurf der Fahrdynamikregelung zur Berechnung der Stellgrößen für die radindividuell eingreifenden Fahrdynamikregelsysteme. Nachdem die Herausforderungen im Hinblick auf die Regelung von überaktuierten Fahrzeugen erläutert wurden, wird die Vorgehensweise zur Bestimmung eines geeigneten Führungsgrößenvektors beschrieben. Anschließend wird ein Horizontaldynamikregler entwickelt, dessen Stellvektor in optimaler Weise auf die zur Verfügung stehenden Aktoren aufgeteilt wird.

Im fünften Abschnitt wird die zuvor entwickelte Fahrdynamikregelung zur Stabilisierung des Fahrzeugs in sicherheitskritischen Fahrsituationen, hervorgerufen durch einen Ausfall eines Radnabenantriebs beziehungsweise den eines Lenkungsaktors, eingesetzt. Mit Hilfe der Simulation werden verschiedene Fahrzeugkonfigurationen miteinander verglichen und deren Leistungsfähigkeit zur Abschwächung der Gefahrensituation erhoben.

Das vorletzte Kapitel analysiert die Einsatzpotentiale der entwickelten Einzelradaktorik im Hinblick auf die Anwendung in einem ausgewählten Fahrerassistenzsystem. Im Mittelpunkt steht neben der Interpretation der Simulationsergebnisse die Entwicklung eines Vorgehensmodells, mit welchem das Potential zur Unfallvermeidung von verschiedenen Fahrzeugkonfigurationen simulatorisch nachgewiesen werden kann.

Im abschließenden Kapitel sieben werden zunächst die Ergebnisse aus Kapitel fünf und sechs zusammengefasst um daraus eine Systemauswahl auf Fahrzeugebene herbeizuführen. Der abschließende Teil der Arbeit beinhaltet eine Zusammenfassung des Vorgehens und die Schlussfolgerungen, die im Rahmen der Dissertation erzielt wurden.

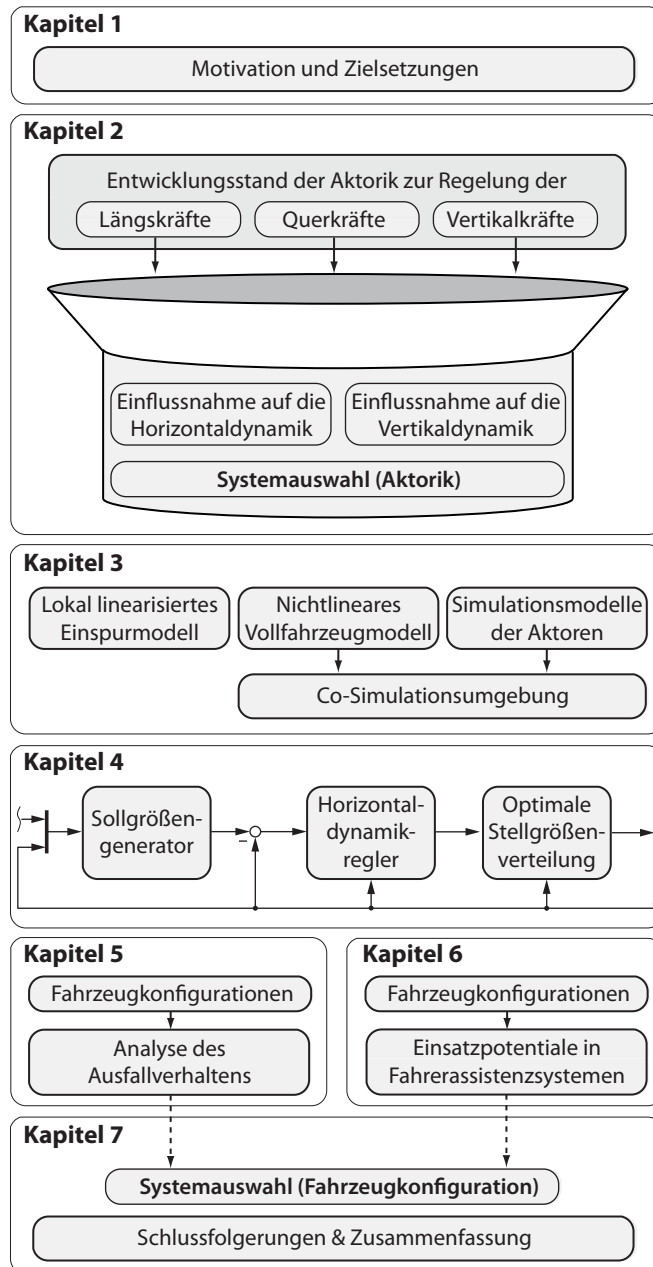


Abbildung 1.5: Gliederung der Arbeit

2

Vorauswahl der Aktorik

Dieses Kapitel gibt zunächst einen Überblick über radselektiv eingreifende Fahrdynamikregelsysteme. Neben einer Begriffserklärung und Klassifizierung der Systeme wird außerdem die heute verfügbare Aktorik zur Umsetzung der entsprechenden Steuersignale vorgestellt. In einem nächsten Schritt wird eine Methode zur Ermittlung des theoretischen Einflusspotentials im Hinblick auf die Stabilisierung eines Fahrzeugs in sicherheitskritischen Fahrsituationen entwickelt. Mit Hilfe dieses Werkzeugs wird die Effizienz der Systeme bewertet und untereinander verglichen. Ein weiterer Schwerpunkt dieses Kapitels besteht in der Beurteilung des vertikalen Schwingungsverhaltens von Fahrzeugen mit elektrischen Radnabenmotoren. Neben den theoretischen Hintergründen wird insbesondere auf die Möglichkeiten der Vertikaldynamikregelung zur Steigerung des Fahrkomforts eingegangen. Zum Schluss werden die Ergebnisse zusammengefasst und eine Vorauswahl der Aktorik für die weiteren Untersuchungen getroffen.

2.1 Begriffsdefinition und Klassifizierung der Fahrdynamikregelsysteme

Die Fahrdynamikregelsysteme können auf Basis des eingesetzten Aktorkonzepts in drei Gruppen eingeteilt werden. Entsprechend dem primären Eingriffsziel unterscheidet man zwischen Aktoren für einen Längs-, Quer- bzw. Normalkrafteinriff, vgl. durchgezogene Ellipsen in Abbildung 2.1. Eine weitere Unterscheidung innerhalb der Gruppen erfolgt nach funktionellen, energetischen oder konstruktiven Merkmalen. Die Erhebung des aktuellen Entwicklungsstandes im Bereich

aktiv eingreifender Fahrdynamikregelsysteme bildet die Grundlage einer fundierten Systemauswahl. Vor diesem Hintergrund heraus wird in den folgenden Abschnitten 2.1.1 - 2.1.3 ein Überblick über die heute verfügbare Aktorik gegeben, wobei der Fokus auf radselektiv eingreifende Aktoren gelegt wird.

Die in Abbildung 2.1 grau hinterlegten Flächen kennzeichnen das Einsatzspektrum der drei Aktoreingriffe. Dabei weisen Steuerbefehle in der primären Wirkrichtung die höchste Effizienz auf. Aufgrund der kinematischen Koppelung der Längs-, Quer- und Vertikaldynamik kommt es zu starken Wechselwirkungen zwischen den drei Domänen. Je nach Fahrsituation können diese das Fahrverhalten und den Fahrkomfort sowohl positiv als auch negativ beeinflussen. In den Abschnitten 2.2 und 2.3 werden diese Abhängigkeiten untersucht und das Optimierungspotential hinsichtlich einer Verbesserung der Fahrsicherheit und des Fahrkomforts erhoben.

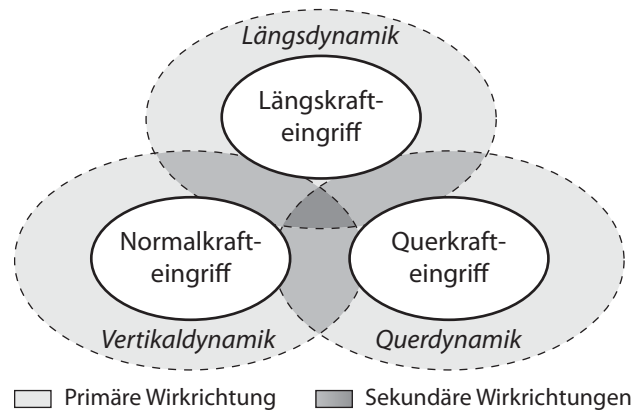


Abbildung 2.1: Klassifizierung der Fahrdynamikregelsysteme, in Anlehnung an [Sma00]

2.1.1 Aktorik zur Generierung von Reifenlängskräften

Die Aktorik zur Generierung von Reifenlängskräften kann in die Untergruppen Brems- und Antriebssysteme eingeteilt werden. In den folgenden Abschnitten wird der Stand der Technik auf diesen Forschungsgebieten zusammengefasst.

2.1.1.1 Entwicklungsstufen von Bremsregelsystemen

Die ersten Bestrebungen zur Entwicklung elektronischer Bremsregelsysteme für die Anwendung im Pkw⁶ stammen aus den 40er Jahren des vorigen Jahrhunderts [BB03]. Die rasanten Fortschritte im Bereich der Elektronik und der Hydraulik

⁶Personenkraftwagen

bildeten die technische Basis zur Erzielung der notwendigen Regelgüten. 1978 gelang mit dem ABS⁷ der großserientechnische Durchbruch [Bur79]. Das zur Steigerung der Fahrsicherheit eingesetzte System, verhindert ein Blockieren der Räder durch aktives Lösen der Bremsen. Dadurch kann der Bremsweg optimiert und die Lenkbarkeit und Stabilität des Fahrzeug aufrechterhalten werden.

Etwa eine Dekade nach der Markteinführung der Bremsschlupfregelung, also gegen Ende der 1980er Jahre, wurde die vom Prinzip ähnlich aufgebaute ASR⁸ zur Serienreife entwickelt. Zusätzlich zur radselektiven Betätigung des Bremssystems kann während eines Regelvorgangs auch eine Drosselung des Antriebsmomentes vorgenommen werden [MJS88].

Der bis heute größte Entwicklungssprung auf dem Gebiet der aktiven Fahrzeugsicherheit gelang 1995 mit der Einführung des ESP⁹ [ZEP94]. Technologisch gesehen basiert der erzielte Fortschritt nicht auf einer Ausweitung der Aktorik sondern auf dem Einsatz neuer Sensoren und Regelstrategien. Zur Erfassung des aktuellen Fahrzustands werden die Giergeschwindigkeit und die Querschleunigung der Karosserie sowie der Lenkradwinkel gemessen. Ein Fahrodynamikregler errechnet das notwendige Giermoment zur Stabilisierung des Fahrzeugs im querdynamischen Grenzbereich. Die geforderten Reifenlängskräfte werden radindividuell durch eine unterlagerte Schlupfregelung eingestellt.

Alle bis dato vorgestellten Schlupfregelsysteme basieren auf einer konventionellen Bremsanlage mit zwei unabhängigen Hydraulikkreisen. Die EMB¹⁰ stellt die vollständige Elektrifizierung der Betriebsbremse dar und gilt als eine der innovativsten Erfindungen in diesem Entwicklungsbereich. Beim genannten System wird die elektrische Energie, welche aus dem Bordnetz des Fahrzeugs entnommen wird, am Bremssattel in mechanische Energie umgewandelt. Um den zur Erzeugung der hohen Bremskräfte am Rad notwendigen Leistungsbedarf zu reduzieren, werden verschiedene Konzepte mit selbstverstärkenden Mechanismen eingesetzt [HSPG02, GG06, SNS08]. Den zahlreichen Vorteilen der EMB stehen allerdings einige noch nicht befriedigend gelöste Probleme gegenüber, die bislang den Serieneinsatz verhindert haben.

2.1.1.2 Entwicklungsstufen von Antriebsregelsystemen

Wie mit den bereits beschriebenen Bremsregelsystemen, kann über geregelte Antriebseingriffe das Fahrverhalten in gleicher Art und Weise manipuliert werden. Während die radindividuelle Generierung einer Bremskraft mit wenig Aufwand realisiert werden kann, stellt die selektive Verteilung des Motordrehmoments auf die Räder eine technisch wesentlich anspruchsvollere Aufgabe dar. Zu diesem Zweck muss die Grundfunktionalität der variablen, vor- und rückwärts wirkenden Drehmoment- und Drehzahlwandler erweitert werden, was wiederum zu ei-

⁷Anti-Blockier-System

⁸Antriebs-Schlupf-Regelung

⁹Elektronisches Stabilitäts-Programm

¹⁰Elektro-Mechanische Bremse

ner Steigerung der Systemkomplexität führt. Aufgrund der hohen Kosten werden aktive Antriebsregelsysteme vorwiegend in höherpreisigen Fahrzeugklassen eingesetzt. Da die installierte Bremsleistung die Antriebsleistung um ein Vielfaches übersteigt, sind die über das Antriebssystem umsetzbaren Stellkräfte, und damit auch das Potential zur Beeinflussung des Fahrverhaltens, im Allgemeinen deutlich geringer als bei einem Bremskrafteingriff.

Vor dem Hintergrund einer Verbesserung der Traktionseigenschaften wurde in der Vergangenheit eine Vielzahl von Allradsystemen entwickelt. Moderne Konzepte verfügen über regelbare Differentiale und Getriebe, die eine variable Momentenverteilung zwischen der Vorder- und Hinterachse ermöglichen [Lef05]. Neben der Optimierung der Längsdynamik sind Fahrverhalten und Sicherheit die wichtigsten Einflussfaktoren bei der Entwicklung.

Elektronisch gesteuerte Radantriebssysteme zur Beeinflussung des Fahrverhaltens werden erst seit einigen Jahren in Serien-Pkws eingesetzt [Sto04]. Bei aktiven Sperrdifferentialen wird der Sperrgrad situationsgerecht von der Fahrdynamikregelung eingestellt. Dadurch kann das Antriebsmoment vom schneller zum langsamer drehenden Rad einer Achse transferiert werden. Demgegenüber verfügen TV¹¹-Systeme, welche von Mitsubishi 1996 erstmals in Serie gebracht wurden, über einen weitaus größeren Aktionsbereich zur Beeinflussung des querdynamischen Fahrverhaltens [SUM06]. Das Antriebsmoment wird entweder über regelbare Kupplungen [KR07], oder mit Hilfe eines Überlagerungstriebes an die einzelnen Räder des Fahrzeugs verteilt. In [Moh05] wird ein umfassender Überblick über die verschiedenen TV-Konzepte gegeben.

Im Bereich der Antriebstechnik wird die in der Vergangenheit dominierende Verbrennungskraftmaschine zunehmend durch elektrische Aggregate ergänzt. Der Einsatz der Hybridtechnologie schafft einerseits neue Funktionalitäten und hilft andererseits den Energieverbrauch des Fahrzeugs zu senken. Auf der Suche nach neuem Differenzierungspotential nutzen die Fahrzeughersteller die vielfältigen Einsatzmöglichkeiten der elektrischen Maschinen zur Darstellung von innovativen Antriebstopologien [KSS11].

Der elektrische Einzelradantrieb bietet unter den vielfältigen Antriebskonzepten die größten Potentiale zur Verbesserung des Fahrverhaltens. Mit Hilfe von Radnabenmotoren können fortschrittliche TV-Systeme, welche sowohl Antriebs- als auch Bremskräfte auf die Reifen übertragen, dargestellt werden [RND11, EBMG09]. Die Technologie ist bereits weit entwickelt und wird derzeit in mehreren Prototypenfahrzeugen erprobt [BBS08]. Der Großserieneinsatz ist bislang noch nicht erfolgt, wird aber innerhalb des nächsten Jahrzehnts erwartet [Fro08].

¹¹Torque Vectoring

2.1.2 Aktorik zur Generierung von Reifenquerkräften

2.1.2.1 Entwicklungsstufen von Fahrzeuglenkungen

Die Verdrehung des Reifens gegenüber der Fahrbahn führt zur Entstehung von Reifenkräften in lateraler Richtung. Bei einem klassischen Lenksystem wird die Winkelvorgabe des Fahrers über ein mechanisches Lenkgestänge auf die Räder übertragen, Abbildung 2.2(a). Seit der Einführung der hydraulischen Servolenkung um 1945 findet zudem eine Kraftunterstützung zur Reduktion des vom Fahrer aufzubringenden Lenkmoments statt [Ise06].

Seit Mitte der 1980er Jahre des vorigen Jahrhunderts werden aktive Hinterachslenkungen als fahrdynamische Regelsysteme in Serien-Pkw eingesetzt [PH11, DAFS90, KST⁺93]. Etwa zehn Jahre nach deren Markteinführung wurden die zunächst gesteuerten Systeme um eine Regelung erweitert und können seitdem auch zur Kompensation von Störungen (z.B. Seitenwind) eingesetzt werden [AS93, ZYS03].

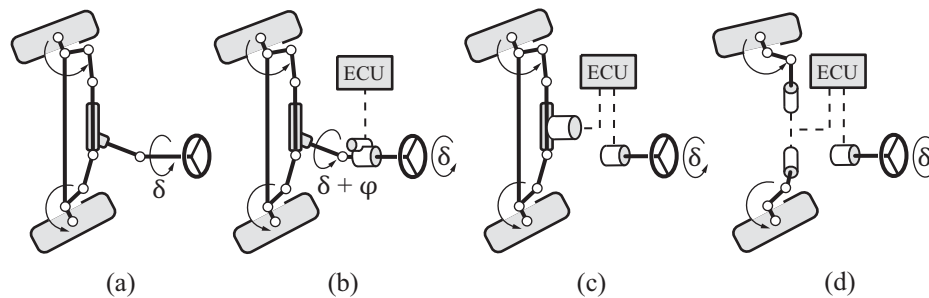


Abbildung 2.2: Entwicklungsstufen von Fahrzeuglenkungen. a-c in Anlehnung an [HW09]. (a) Mechanische Pkw-Standardlenkung, (b) Überlagerungslenkung, (c) *Steer-by-Wire*-System, (d) *Steer-by-Wire*-System mit Einzelradaktorik.

Eine vergleichsweise junge Technologie ist die seit 2003 in Serie angebotene Aktivlenkung an der Vorderachse [KB02], Abbildung 2.2(b). Das in die Fahrdynamikregelung eingebundene System, überlagert je nach Fahrsituation einen Zusatzwinkel zum Lenkradwinkel. Dadurch gelingt es, Störeinflüsse wie z.B. Fahrbahnneigungen oder Unterschiede im Reibwert zwischen linker und rechter Fahrspur zu vermindern und das Fahrverhalten in kritischen Fahrsituationen zu verbessern [HC00]. Des Weiteren bieten diese Systeme den Vorteil einer elektronisch steuerbaren adaptiven Lenkungsübersetzung.

Jede bis heute in Serie eingesetzte Pkw-Vorderachslenkung basiert aufgrund von Sicherheitsbestimmungen¹² auf einer mechanischen Übertragungseinrich-

¹²Die Anforderungen des Gesetzgebers finden sich in den entsprechenden Richtlinien. Dazu gehören die StVZO §38 und die europäische Richtlinie 70/311 EWG, welche ab 2014 von der ECE-R 79 abgelöst wird [PH11].

tung zwischen Lenkrad und Rad. Damit wird sichergestellt, dass der Fahrer unter allen Betriebsbedingungen einen mechanischen Durchgriff auf die gelenkten Räder behält. Trotz der geltenden gesetzlichen Bestimmungen beschäftigen sich zahlreiche Forschungs- und Entwicklungsarbeiten mit sogenannten SbW¹³-Systemen. Diese Technologie ist gekennzeichnet durch die Auflösung der mechanischen Verbindung zwischen Fahrer und Rad bzw. einer rein elektronischen Übertragung des Fahrerwunsches auf mechatronische Stellglieder, Abbildung 2.2(c). Damit können eine Reihe neuer Lenkfunktionen unter Komfort-, Sicherheits- und Fahrerassistenzgesichtspunkten realisiert werden [HE07]. Da das Lenkgefühl nicht mehr von der Mechanik und den Reifenkräften beeinflusst wird, muss über einen Lenkkräftsimulator ein generisches Moment am Lenkrad erzeugt werden. Dieses kann an die Kundenbedürfnisse und/oder an die Fahrsituation angepasst werden. In Gefahrensituationen kann das Fahrzeug durch automatisierte Lenkeingriffe besser stabilisiert und dadurch das Unfallrisiko gesenkt werden. Die größten Herausforderungen im Hinblick auf die SbW-Technik sind nach *Winner* und *Barthenheier* neben den rechtlichen Rahmenbedingungen, die hohen Pilotentwicklungskosten, die Notwendigkeit eines leistungsstarken (zumindest 42 V) Bordnetzes bei Fahrzeugen mit einer Gesamtmasse über 2 t sowie die komplexen Absicherungsstrategien im Fehlerfall [WIHS04, Bar02].

Diese Problemstellungen wurden bisher sowohl simulatorisch (z.B. [YG05, AC07, WHH04]), auf Basis von Komponentenprüfständen (z.B. [BHB04]) als auch in Forschungsfahrzeugen untersucht (z.B. [Eck01, BPI91, BBS08, LZV⁺02]).

2.1.2.2 Stand des Wissens auf dem Gebiet der Einzelradlenkungen

Bei allen bislang vorgestellten Lenkanlagen sind die Räder einer Achse über Spur- und Zahnstangen mechanisch aneinander gekoppelt. Die kinematischen Abhängigkeiten bewirken eine Reihe von Vor- aber auch Nachteilen. Vorteilhaft ist der gegenseitige Ausgleich der Lenkmomente beim Antreiben oder Bremsen, welcher durch das Lenktrapez sichergestellt wird. Allerdings muss bei der Konstruktion und Auslegung der Achskinematik, aufgrund des fest vorgegebenen Zusammenhangs der beiden Radlenkwinkel, ein Kompromiss zwischen mehreren widersprüchlichen Kriterien hinsichtlich Fahrkomfort und Fahrsicherheit gefunden werden [SR92]. Nachteilhaft sind des Weiteren die Einschränkungen im Zusammenhang mit dem Fahrzeugpackage im Motorraum, welche aufgrund der hohen Toleranzanforderungen bezüglich der Positionierung der Lenkung und des großen Volumens des Verbrennungsmotors entstehen. Ein bedeutender Entwicklungsschritt gelingt bei Auftrennung der starren Verbindung zwischen den Rädern, welche zum Konzept der Einzelradlenkung führt, Abbildung 2.2(d).

Die Entwicklung von Einzelradlenkungen ist für die Anwendung an der Hinterachse bereits sehr weit fortgeschritten. Zwar gibt es aktuell keinen Pkw, der mit einem solchen System ausgestattet ist, seriennahe Prototypen von Aktoren wurden allerdings schon vermehrt vorgestellt [Kra06, Kra10]. Im Gegensatz dazu

¹³Steer-by-Wire

hat die Einzelradlenkung für die Vorderachse noch keinen über die Konzeptphase hinausgehenden Entwicklungsstand erreicht. Die wenigen spärlichen Unterlagen, die den aktuellen Stand der Prototypenentwicklungen dokumentieren, kommen vor allem aus dem asiatischen Raum, siehe z.B. [Toy05].

2.1.2.3 Querkrafteingriff durch aktive Sturzverstellung

Neben der Verdrehung des Reifens um seine Hochachse, gibt es einen weiteren Mechanismus, der zur Entstehung von Seitenkräften führt [Pac05]. Dieser Effekt basiert auf der Neigung des Reifens gegenüber der Fahrbahn. Der entsprechende Winkel wird in der Fahrzeugtechnik als Sturzwinkel γ bezeichnet und hat einen wesentlichen Einfluss auf die übertragbare Seitenkraft.

Ein großer Sturzwinkel führt bei herkömmlichen Pkw-Reifen zu hohem Reifenverschleiß und Rollwiderstand, sodass dieser konstruktiv auf wenige Grad begrenzt werden muss. In der Vergangenheit wurden bereits mehrere Prototypenfahrzeuge entwickelt, um die fahrdynamischen Potentiale einer aktiven Sturzverstellung sichtbar zu machen [NKB⁺98, SA01, MS02]. Diese Fahrzeuge verfügen über Spezialreifen, um einerseits bei Geradeauslauf das Lauferäusch und den Rollwiderstand zu verringern und andererseits bei Kurvenfahrt die maximale Seitenkraft zu erhöhen. Aufgrund der aufwändigen Konstruktionen und der damit einhergehenden Kosten kam es bisher noch zu keinem Serieneinsatz.

2.1.3 Aktorik zur Generierung von vertikalen Reifenkräften

Seit Beginn der 1970er Jahre wird in einer Vielzahl von theoretischen Arbeiten das Optimierungspotential zur Verbesserung des vertikalen Schwingungsverhaltens von Pkw durch aktive Regelung der vertikalen Radkräfte aufgezeigt [HW75, Kar83, SH86, HMH88]. Die vielversprechenden Untersuchungsergebnisse gaben Anlass zur Entwicklung von geregelten Feder-, Dämpfer- und Stabilisator-systemen. *Wallentowitz* und *Konik* geben in ihrer Arbeit einen Überblick über den damaligen Stand der Technik [WK91]. Die zunächst dominierenden hydraulischen und pneumatischen Systeme werden aufgrund der Fortschritte im Bereich der Elektrik und Elektronik immer mehr durch mechatronische Komponenten ergänzt beziehungsweise ersetzt. Zur Klassifizierung der aktiven Fahrwerkssysteme wird von *Kallenbach* et al. eine Einteilung in vier Gruppen nach Abbildung 2.3 vorgeschlagen [KKS88]. Die Zuteilung erfolgt in Abhängigkeit des notwendigen Energiebedarfs und der realisierbaren Eingriffsfrequenz, siehe auch Tabelle 2.1.

Passive Fahrwerke nutzen zur Schwingungsisolation Feder- und Dämpfersysteme, deren Verhalten durch weitgehend unveränderliche und gleichbleibende Kennlinien beschrieben werden kann. Da die erzeugten Kräfte stets entgegen der Auslenkung bzw. der Bewegungsrichtung wirken, spricht man bei deren Arbeitsweise

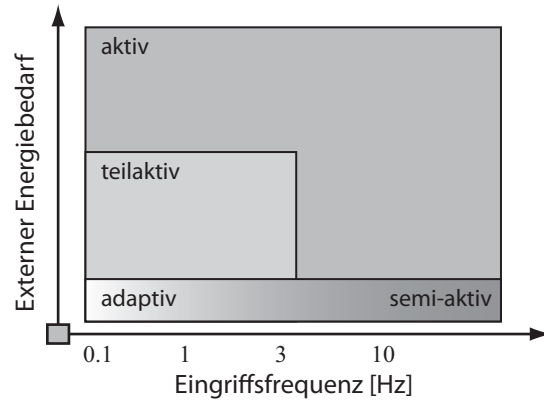


Abbildung 2.3: Einteilung der Vertikaldynamik-Regelsysteme, in Anlehnung an [KKS88] und [Str96]

auch vom Zwei-Quadranten-Betrieb bezüglich des Kraft-Weg-Diagramms beziehungsweise des Kraft-Geschwindigkeit-Diagramms.

Im Gegensatz zu passiven Systemen kann bei adaptiven Konzepten zwischen verschiedenen Kennungen der Fahrwerkskomponenten umgeschaltet werden. Die Stellzeiten liegen im Bereich zwischen 25 ms und 1 s. Die Anpassung der Kennlinien erfolgt über die Auswertung der von Sensoren erfassten Informationen über diverse Zustände wie z.B. Fahrzeugmasse, Fahrgeschwindigkeit oder Fahrsituation. Ein weit verbreitetes Anwendungsbeispiel ist die Niveauregulierung von Luftfedern.

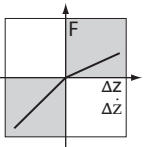
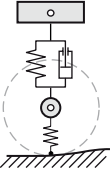
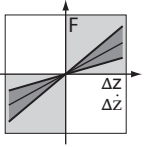
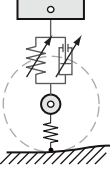
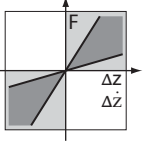
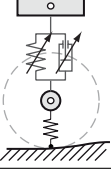
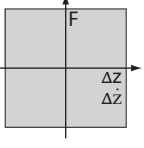
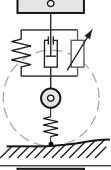
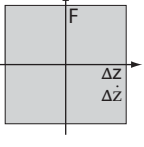
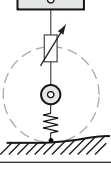
Auch bei den semi-aktiven Systemen werden Stellkräfte im ersten und dritten Quadranten generiert. Aufgrund der wesentlich höheren Schaltfrequenzen kann das Schwingungsverhalten des Rades und des Aufbaus aktiv beeinflusst werden. Ein typischer Vertreter dieser Gruppe ist das Konzept des schnell schaltenden variablen Aufbaudämpfers. Dabei wird die Dämpfungscharakteristik entweder durch Verstellung eines elektromagnetischen bzw. piezoelektrischen Ventils oder mit Hilfe magneto- bzw. elektrorheologischer Flüssigkeiten variiert. Ebenfalls werden Formgedächtnislegierungen¹⁴ zur Regulierung des Durchflusses erwähnt [FENT96].

Zur Erzeugung von Stellkräften in allen vier Quadranten des Kraft-Weg- bzw. Kraft-Geschwindigkeit-Diagramms bedarf es eines Aktors mit externer Energiezufuhr. Die entsprechenden Fahrwerke werden in Abhängigkeit der Bandbreite den aktiven bzw. den teilaktiven Systemen zugeordnet. Während bei teilaktiven Systemen nur niederfrequente Schwingungen aktiv bedämpft und passive Elemente zur Raddämpfung eingesetzt werden, greifen aktive Systeme bis zu hohen Frequenzen in die Systemdynamik ein. Aufgrund des hohen Energie- und

¹⁴Die Formumwandlung dieser Metalle basiert auf einer temperaturabhängigen Gitterumwandlung. Häufig werden sie auch als *Memorymetalle* bezeichnet.

Leistungsbedarfs konnten sich aktive Fahrwerksysteme als Serienanwendung bislang nicht durchsetzen. In einigen Fahrzeugen des Oberklassesegments werden teilaktive Fahrwerke zur Beeinflussung des Wank- und Eigenlenkverhaltens eingesetzt. Das zur Zeit fortschrittlichste und leistungsfähigste System wurde 1999 unter der Bezeichnung ABC¹⁵ von Mercedes-Benz auf den Markt gebracht.

Tabelle 2.1: Einteilung der Vertikaldynamiksysteme

	Arbeits-Bereich	Schema	Energie-Bedarf	Stellzeit	Beispiele
passiv			–	–	herkömmliche Fahrwerke
adaptiv			gering	$25 \text{ ms} < \tau < 1 \text{ s}$	[Kli89, SG89, BK97]
semi-aktiv			gering	$\tau < 10 \text{ ms}$	[Sch06, YYC+02, CK97, SKM+91]
teil-aktiv			mittel	$\tau > 0.3 \text{ s}$	[WS99, KBB+00, TGM+08]
aktiv			hoch	$\tau < 10 \text{ ms}$	[Jon05, KSIK08, ZHY+07]

¹⁵Active Body Control

2.2 Beeinflussbarkeit der Horizontaldynamik mit den Aktoren eines ECMs

Im vorangegangenen Kapitel 2.1 wurden verschiedene Fahrdynamikregelsysteme zur Generierung von horizontalen und vertikalen Reifenkräften vorgestellt. Das Ziel der nachfolgenden Untersuchungen besteht darin, die zuvor beschriebenen Aktorkonzepte hinsichtlich deren Potentiale zur Beeinflussung des Fahrverhaltens miteinander zu vergleichen.

2.2.1 Methodik zur Beurteilung der Effizienz eines Aktoreingriffs

Die Drehung des Fahrzeugs um dessen Hochachse ist eine bedeutende Größe bei der Beurteilung der Handling- und Stabilitätseigenschaften [Raj06]. In der Fahrzeugtechnik spricht man in diesem Zusammenhang von der Gierbewegung, wobei der eingeschlossene Winkel zwischen der Fahrzeuglängsachse und der x -Achse des Inertialsystems ${}_0\mathcal{O}$ als Gierwinkel ψ bezeichnet wird, vgl. Abbildung 2.4. Das resultierende Giermoment im Fahrzeugschwerpunkt M_z berechnet sich aus der Momentenbilanz der longitudinalen und lateralen Reifenkräfte nach folgender Gleichung

$$M_z = J_z \ddot{\psi} = (F_{y,vl} + F_{y,vr}) l_v - (F_{y,hl} + F_{y,hr}) l_h + (-F_{x,vl} + F_{x,vr}) \frac{s_v}{2} + (-F_{x,hl} + F_{x,hr}) \frac{s_h}{2}, \quad (2.1)$$

wobei es zu beachten gilt, dass die übertragbaren Reifenkräfte in Längs- und Querrichtung in keinem linearen Zusammenhang zur Normalkraft F_z stehen [Amm97] und somit durch die Regelung der Vertikalkraft ebenfalls Einfluss auf das Giermoment genommen werden kann.

In der Literatur sind einige Ansätze zu finden, die das Giermomentenpotential als Bewertungsgrundlage zur Beurteilung der Fahrstabilität, der Handlingeigenschaften und vereinzelt auch zur Bestimmung der Effizienz von Fahrdynamikregelsystemen heranziehen. Die Grundzüge der verschiedenen Ansätze gehen auf die *MRA Moment Method* von Milliken et al. zurück [MDR76, MM95]. Die Methode basiert auf einem Fahrzeugmodell, bei welchem die drei ebenen Aufbaufreiheitsgrade ${}_F x$, ${}_F y$ und ψ virtuell fixiert werden. Die Hubbewegung entlang der ${}_F z$ Achse sowie die beiden Drehungen um die Nick- und Wankachse sind hingegen nicht beschränkt. Für verschiedene stationäre Fahrzustände, charakterisiert durch eine konstante Giergeschwindigkeit, werden Variationen der Lenkwinkelgabe und des Schwimmwinkels durchgeführt, wodurch Reaktionskräfte und Reaktionsmomente in Richtung der fixierten Freiheitsgrade entstehen. Vor allem das resultierende Giermoment liefert wichtige Informationen über die Stabilitätseigenschaften des Fahrzeugs.

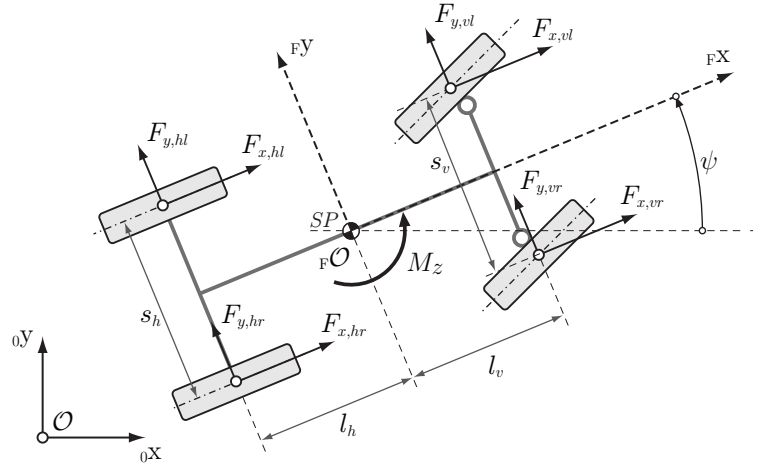


Abbildung 2.4: Darstellung der Kräftesituation am Fahrzeug zur Berechnung des resultierenden Giermoments M_z

Eine Abwandlung dieser Methode ist die β -Methode, welche 1993 von *Shibahata* et al. vorgestellt wurde [SST93]. Bei diesem Ansatz wird das Giermoment in Abhängigkeit verschiedener Aktoreingriffe als Funktion des Schwimmwinkels dargestellt. Die Analyse dieser Ergebnisse bildet die Grundlage für die Entwicklung der Eingriffstrategien von stabilisierend eingreifenden Fahrdynamikregelsystemen wie z.B. ESP.

In den letzten Jahren sind eine Reihe von weiteren Arbeiten entstanden, in denen die bereits erwähnten Methoden aufgegriffen und erweitert wurden. Sie unterscheiden sich vor allem in der Komplexität der verwendeten Reifen- und Fahrzeugmodelle und in den unterschiedlichen Einsatzszenarien. Neben der Analyse von kombinierten Aktoreingriffen steht die Entwicklung von Regelstrategien im Fokus der Untersuchungen [Sma00, GSSF03, TN06, SZH07].

In der vorliegenden Arbeit wird eine möglichst allgemeine Vorgehensweise, die unabhängig von der Komplexität des Fahrzeugmodells eingesetzt werden kann, angestrebt. Die Ausgangslage zur Bestimmung der Giermomentenpotentiale ist ein stationärer Fahrzustand, welcher sich beim Befahren einer Kreisbahn mit konstanter Geschwindigkeit einstellt. Da in diesem Zustand die Giergeschwindigkeit einen konstanten Wert einnimmt, ist das resultierende Giermoment nach Ausdruck (2.1) gleich Null. Ausgehend von dieser Fahrsituation werden aktive Eingriffe in die Radkräfte vorgenommen. Zu diesem Zweck werden der Antriebs- bzw. Bremschlupf, der Radlenkwinkel sowie die Radaufstandskraft in einen vorgegebenen Stellbereich variiert. Während des jeweiligen Stellvorgangs wird dem Modell ein externer Kraftvektor

$$\hat{\mathbf{u}} = [F_x^{SP} \quad F_y^{SP} \quad M_z^{SP}]^T \quad (2.2)$$

im Fahrzeugschwerpunkt SP aufgeprägt, der das Fahrzeug auf der Kreisbahn hält, die vor dem Eingriff befahren wurde. Der Stellvektor wird mit Hilfe einer Reglereinheit, welche im Kapitel 4.3 vorgestellt wird, berechnet. Das Regelziel besteht darin, die Abweichungen der drei Zustandsgrößen

$$\mathbf{x} = \begin{bmatrix} \beta & \dot{\psi} & v_x \end{bmatrix}^T \quad (2.3)$$

von den vorgegebenen Referenzwerten zu minimieren. Dabei kennzeichnet v_x die Fahrzeuggeschwindigkeit, β den Schwimmwinkel und $\dot{\psi}$ die Giergeschwindigkeit. Die interessierende Größe ist das für die Stabilisierung notwendige Moment M_z^{SP} , welches exakt dem Potential an Giermoment entspricht, das durch den simulierten Regeleingriff aufgebracht werden kann. Die nachfolgenden Diagramme veranschaulichen die Giermomentenpotentiale der unterschiedlichen Aktoreingriffe beim Durchfahren einer Linkskurve. Die Ergebnisse werden mit Hilfe eines nichtlinearen Gesamtfahrzeugmodells, welches in Kapitel 3.1.3.2 vorgestellt wird, ermittelt. Auf Basis der Analyse des Giermomentenpotentials werden folgende Fragestellungen untersucht:

1. Wie groß ist das Einflusspotential radindividuell eingreifender Fahrdynamikregelsysteme relativ zueinander?
2. Welcher Stellbereich ist aus fahrdynamischer Sicht sinnvoll?
3. An welchen Rädern ist der Einsatz von aktiven Systemen sinnvoll?

2.2.2 Giermomentenpotential der Längsschlupfregelung

Abbildung 2.5 zeigt die resultierenden Giermomente bei einer Variation des Reifenlängsschlupfs¹⁶. Der Schlupf ist von -20% bis $+20\%$ in Schritten von 4% als Scharparameter aufgetragen. Der Einfluss der Fahrsituation wird durch die variable Querbeschleunigung a_y , welche in diskreten Schritten bis in den Grenzbereich variiert wird, berücksichtigt. Nach der Vorzeichenkonvention in Abbildung 2.4 hat beim nach links fahrenden Fahrzeug ein negatives Giermoment eine aus der Kurve ausdrehende Wirkung. Ein positives Moment verstärkt die Gierbewegung und zeigt somit eine übersteuernde, also eindrehende, Charakteristik.

Beim zur Zeit wichtigsten Vertreter aus der Gruppe der Längsschlupfregelsysteme, dem Elektronischen Stabilitätsprogramm ESP, wird durch die aktive Beeinflussung des Reifenlängsschlupfs ein stabilisierendes Giermoment erzeugt. Neigt ein Fahrzeug zum Übersteuern, wird zunächst das kurvenäußere Vorderrad abgebremst. Reicht das Abbremsen dieses Rades zur Stabilisierung nicht aus, was vor allem auf Fahrbahnen mit Niederreibwert der Fall ist, wird zudem am äußeren

¹⁶Eine ausführliche Beschreibung und Herleitung der Schlupfgrößen wird in Anhang A.4.2 gegeben.

Hinterrad eine Bremskraft aufgebracht. Beim Untersteuern erfolgt der korrigierende Eingriff umgekehrt an den kurveninneren Rädern, wobei der Primäreingriff am hinteren Rad vorgenommen wird [Web04]. Diese Eingriffsstrategie spiegelt sich in den Schlussfolgerungen, welche man aus den Diagrammen der Abbildung 2.5 ziehen kann, wider. Für die Systeme mit aktiver Antriebskraftregelung, vgl. Kapitel 2.1.1.2, empfiehlt sich eine Eingriffslogik, welche hinsichtlich der Auswahl der Räder konträr zu jener des ESPs arbeitet. Wie aus der Abbildung des Weiteren hervor geht, liegt das theoretische Eingriffspotential durch aktive Antriebseingriffe in der gleichen Größenordnung wie jenes der Bremsschlupfregelung.

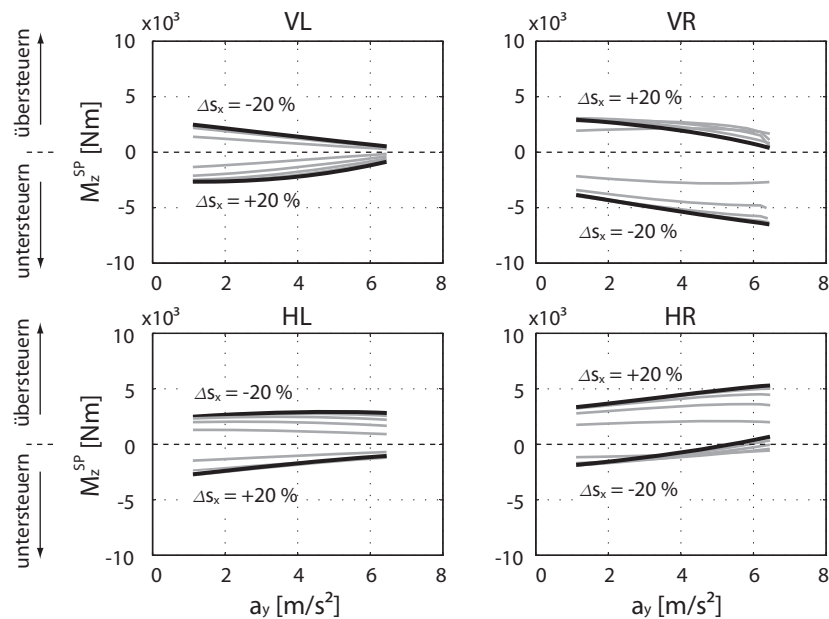


Abbildung 2.5: Giermomentenpotentiale als Funktion der Querbeschleunigung a_y in einer Linkskurve bei radindividueller Längsschlupfregelung (VL: vorne links, VR: vorne rechts, HL: hinten links, HR: hinten rechts)

In Abbildung 2.6 ist das resultierende Giermoment als Funktion des zur Erzeugung notwendigen Brems- bzw. Antriebsmoments, bei einer Querbeschleunigung von 6.5 m/s^2 , dargestellt. Die maximalen Stellmomente treten sowohl beim Antrieben als auch beim Bremsen am kurvenäußeren Vorderrad auf und betragen in etwa 1500 Nm beziehungsweise -2100 Nm . Für den Fall, dass zur Generierung der Bremsmomente die hydraulische Bremsanlage verwendet wird, stellen diese Werte keine Einschränkung dar. Werden hingegen elektrische Maschinen in Form von Radnabenmotoren eingesetzt, muss ein Kompromiss zwischen fahrdynamischer Effizienz und konstruktiven Rahmenbedingungen gefunden werden. Aufgrund von Kosten- und Gewichtszielen basiert die Auslegung der Elektromotoren jedoch nur selten auf den Anforderungen der Fahrdynamikregelung,

sondern wird im Regelfall von den geforderten Fahrleistungen bestimmt, vgl. Abschnitt 3.2.2.

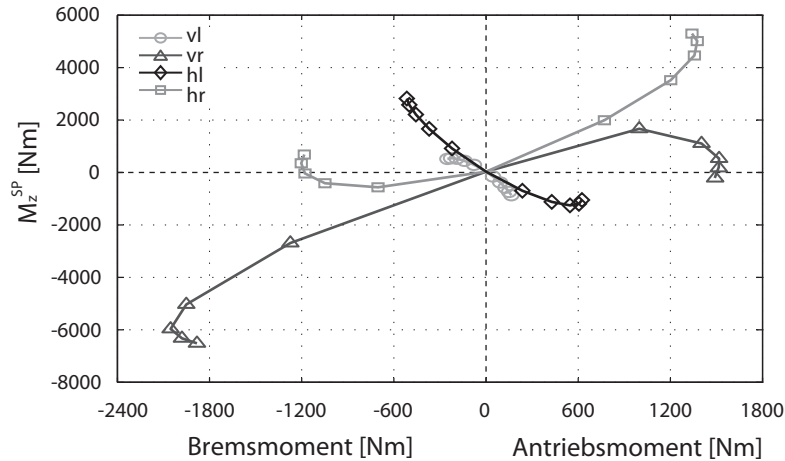


Abbildung 2.6: Resultierendes Giermoment als Funktion des Brems- bzw. Antriebsmoments in einer Linkskurve bei einer Querbeschleunigung von 6.5 m/s^2

2.2.3 Giermomentenpotential durch eine Lenkwinkelüberlagerung

Abbildung 2.7 zeigt das Giermomentenpotential durch aktive Lenkeingriffe, wobei der aufgeprägte Radlenkwinkel $\Delta\delta_R$ von -8° bis $+8^\circ$ in 2° Schritten variiert wird. Aus den Diagrammen ist ersichtlich, dass mit zunehmender Querbeschleunigung das Potential zur Erzeugung eines eindrehenden Giermoments durch Lenkwinkelüberlagerung an der Vorderachse, stark abnimmt. Die stark abfallenden Kurven lassen darauf schließen, dass im Grenzbereich durch diese Aktoren keine Verstärkung der Gierreaktion mehr möglich ist. Diese Erkenntnis ist auf die Kraftschlussausnutzung der Vorderräder zurückzuführen. Während bei kleinen Querbeschleunigungen der Arbeitsbereich des Reifens noch im linearen Bereich liegt, befindet er sich in der Nähe des fahrdynamischen Grenzbereichs bereits in der Sättigung. Ein weiteres Verdrehen des Reifens bringt also nur geringe Zugewinne in der Seitenkraft. Ein konträres Bild zeigt sich im Hinblick auf die Erzeugung eines ausdrehenden, also negativen Giermoments. Vor allem der Aktor am kurvenäußeren Vorderrad kann hier einen großen Beitrag zur Generierung eines stabilisierenden Moments liefern.

Die Wirkweise der Verstellung des Lenkwinkels an der Hinterachse entspricht einer Umkehr der Vorgänge an der Vorderachse. Wird den hinteren Rädern ein negativer Radlenkwinkel aufgeprägt, so können auch bei hohen Querbeschleunigungen eindrehende Giermomente erzeugt werden. Das Einflusspotential zur Sta-

bilisierung eines übersteuernden Fahrzeugs sinkt mit steigender Querbeschleunigung annähernd linear bis auf sehr kleine Werte.

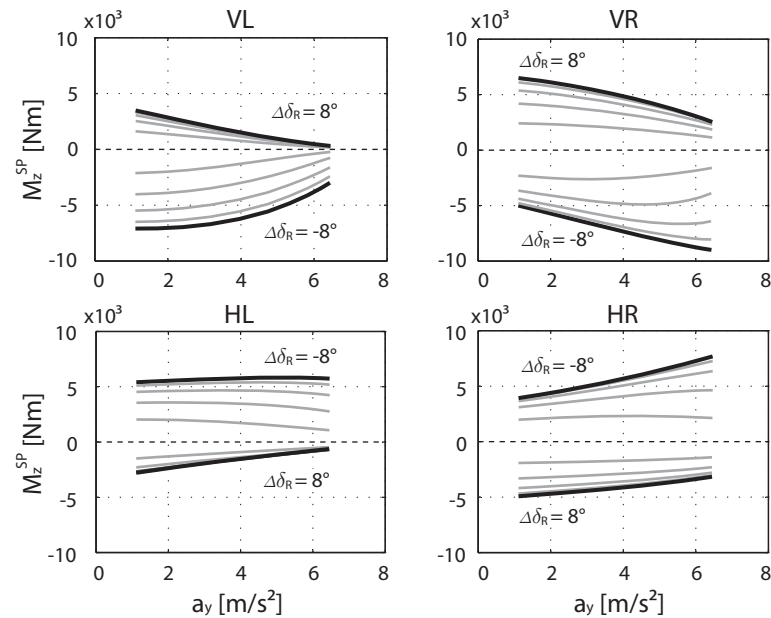


Abbildung 2.7: Giermomentenpotentiale in einer Linkskurve bei radindividueller Lenkwinkeländerung

Wie der Abbildung des Weiteren zu entnehmen ist, tendieren die Kurven des linken und des rechten Rades einer Achse in dieselbe Richtung. Sowohl das Vorzeichen des Giermoments als auch die Tendenz zur Erzielung größerer Giermomente bei wachsendem Lenkwinkel lassen darauf schließen, dass bei einer achsweisen Aktuierung ähnliche Potentiale zu erwarten sind, wie bei einer radindividuellen Ansteuerung. In den Diagrammen der Abbildung 2.8 sind die Ergebnisse für den Fall einer gekoppelten Lenkung der Räder an der Vorder- und Hinterachse dargestellt. Die geschilderten Überlegungen decken sich mit den Ergebnissen der Simulation. Zusammenfassend kann also festgehalten werden, dass das Stabilisierungspotential der Einzelradlenkung nur geringfügig höher ist als jenes von paarweise gelenkten Rädern. Der empfohlene Lenkbereich liegt aus fahrdynamischer Sicht im Bereich zwischen $\pm 4^\circ$ und $\pm 6^\circ$.

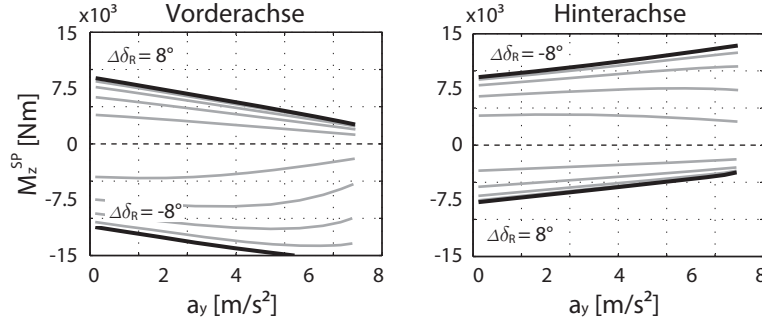


Abbildung 2.8: Giermomentenpotentiale in einer Linkskurve bei achsweiser Lenkwinkeländerung

2.2.4 Giermomentenpotential durch die Verstellung der Radlast-Aufteilung

Aufgrund des degressiven Seitenkraftanstiegs für wachsende Radlasten, vgl. Anhang A.4.2, kann durch eine gezielte Verteilung der vertikalen Reifenkräfte ein Giermoment erzeugt werden. Während der Kurvenfahrt verursachen die auf den Aufbau wirkenden Massenkräfte ein Moment um die sogenannte Wankachse, welches von den Feder-, Dämpfer- und Stabilisatorsystemen abgestützt wird. Die Aufteilung dieser Stützmomente auf die Vorder- und Hinterachse ist ein wichtiges Instrument bei der Abstimmung des Eigenlenkverhaltens eines Fahrzeugs [MW04]. Im Unterschied zu passiven Fahrwerksystemen bei welchen die Wankfederverteilung einmalig festgelegt werden muss, kann durch die aktive Radlastverstellung das Verhältnis

$$\zeta = \frac{M_{x,v}}{M_{x,tot}} \quad (2.4)$$

und damit auch das Giermoment je nach Bedarf angepasst werden. In Gleichung (2.4) kennzeichnet $M_{x,v}$ das Stützmoment an der Vorderachse und $M_{x,tot}$ die Summe der Momente an den beiden Achsen. Abbildung 2.9 zeigt die erzielbaren Giermomentenpotentiale bei Variation der Wankmomentenverteilung ζ zwischen 0 und 1. Das Summenmoment $M_{x,tot}$ wurde derart festgelegt, dass sich der selbe Wankwinkel wie beim Referenzfahrzeug einstellt. Wie aus den Kurven hervorgeht, fallen die durch die aktive Radlastverstellung erzielbaren Giermomentenpotentiale deutlich geringer aus als jene der bisher beschriebenen Systeme. Bei Querbeschleunigungen bis ca. 3 m/s^2 befinden sich die Reifen noch im linearen Arbeitsbereich, weshalb eine Änderung der Radlast nur kleine Änderungen des Giermoments bewirkt. Gegenüber der aktiven Lenkwinkelüberlagerung an der Vorderachse haben diese Systeme den Vorteil, dass sie im fahrdynamischen Grenzbereich sowohl ein- als auch ausdrehende Giermomente erzeugen können.

Der Vorteil im Vergleich zu einem Längskrafteingriff liegt im besseren Komfortverhalten. Da der Eingriff vom Fahrer kaum wahrnehmbar ist, kann auch eine kontinuierliche Regelung stattfinden. Zur Erzielung einer akzeptablen Wirksamkeit muss die maximale Stellkraft bei der betrachteten Fahrzeugklasse jedoch in der Größenordnung von ± 3000 N liegen.

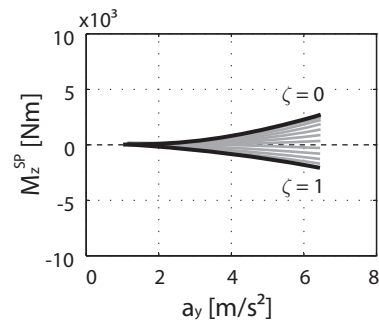


Abbildung 2.9: Giermomentenpotentiale in einer Linkskurve bei Variation der Wankabstützung

2.2.5 Zusammenfassung

Das durch einen aktiven Eingriff in die Reifenkräfte erzeugte Giermoment um die Fahrzeughochachse ist ein wesentliches Bewertungskriterium zur Beurteilung des Einflusspotentials eines Aktors auf das Fahrverhalten und die Fahrsicherheit. Mit Hilfe der in dieser Arbeit entwickelten Fahrzeug- und Berechnungsmodelle, kann das Giermomentenpotential in Abhängigkeit der Fahrsituation und des Aktoreingriffs ermittelt und dargestellt werden.

Wie die Ergebnisse zeigen, ist die Regelung des Reifenlängsschlupfs eine effektive Methode zur Generierung von ein- und ausdrehenden Giermomenten im gesamten Fahrbereich. Die maximal erzielbaren Stabilisierungseffekte der Brems- und Antriebseingriffe liegen in der gleichen Größenordnung und betragen in etwa ± 6000 Nm. Die Wirkung der beiden Systeme unterscheidet sich in den diversen Fahrsituationen im Vorzeichen des aufgebrauchten Giermoments. Zur Erzeugung der maximalen Giermomente müssen die höher belasteten kurvenäußeren Räder angetrieben bzw. abgebremst werden. Die dafür notwendigen Stellmomente liegen in der Größenordnung von -2100 Nm bis 1500 Nm.

Die aktiven Lenksysteme zeigen das größte Giermomentenpotential aller Eingriffsarten. Mit steigender Querbewegung sinkt die Fähigkeit der aktiven Vorderachslenkung ein eindrehendes Giermoment zu erzeugen. In Kombination mit einer Hinterachslenkung kann das Potential angehoben und die Gierreaktion auch im fahrdynamischen Grenzbereich verstärkt werden. Die Vorteile der Einzelradaktorik gegenüber Systemen mit paarweise gelenkten Rädern fallen sowohl

für die Vorder- als auch für die Hinterachse nur sehr gering aus. Der empfohlene Stellbereich liegt zwischen $\pm 4^\circ$ und $\pm 6^\circ$.

Die Verstellung der Radlast weist nur geringes Potential zur Erzeugung von stabilisierenden Giermomenten auf. Obwohl die Wirksamkeit mit zunehmender Querbeschleunigung zunimmt, sind zur Erzeugung nennenswerter Momente Stellkräfte in der Größenordnung von ± 3000 N notwendig.

2.3 Beeinflussbarkeit der Vertikaldynamik mit den Aktoren eines ECMs

Nachdem im vorangegangenen Kapitel der Fokus auf der Analyse der Horizontaldynamik lag, wird in diesem Abschnitt der Arbeit das vertikale Schwingungsverhalten eines Fahrzeugs mit elektromechanischen Corner-Modulen untersucht. Dabei wird in erster Linie auf die Besonderheiten im Hinblick auf den Einsatz aktiv geregelter Fahrwerksysteme eingegangen.

2.3.1 Ausgangslage

Der Fahrkomfort eines Fahrzeugs wird hauptsächlich von den Komponenten des Fahrwerks bestimmt. Dazu gehören neben den Reifen, auch sämtliche Federn, Schwingungsdämpfer sowie die komplette Radaufhängung inklusive der elastischen Fahrwerkslagerungen. Die Optimierung dieser Komponenten stand lange Zeit im Fokus der Fahrwerksentwicklung. Heutige Fahrwerke haben in diesem Zusammenhang bereits einen sehr hohen Standard erreicht, sodass weitere Verbesserungen mit immer höherem Aufwand verbunden sind [Str96]. Eine Möglichkeit den Optimierungsbereich eines konventionellen Fahrwerks weiter auszuweiten besteht im Einsatz von aktiv geregelten Fahrwerksystemen.

Die Ursprünge der aktiven Fahrwerksregelung gehen zurück auf die 1960er Jahre, z.B. [Ben67, SP71]. In den Pionierarbeiten konnte an vereinfachten Ersatzmodellen das theoretische Optimierungspotential zur Verbesserung des Schwingungsverhaltens von Kraftfahrzeugen durch den Einsatz von aktiv geregelten Krafterelementen nachgewiesen werden. Zwar lieferten die Untersuchungen vielversprechende Ergebnisse, eine praktische Anwendung war aufgrund der an die Aktoren gestellten Voraussetzungen jedoch nicht absehbar.

In den folgenden drei Jahrzehnten wurde das theoretisch erzielbare Optimum im Hinblick auf Fahrsicherheit und Fahrkomfort weiter untersucht. Der technologische Fortschritt im Bereich der Mikroprozessoren hat dazu geführt, dass im Laufe der Zeit immer aufwändigere Simulationsmodelle und Regelungsalgorithmen eingesetzt werden konnten. In einem umfassenden *State of the Art Paper* von Hrovat aus dem Jahre 1997 [Hro97] sowie in einer aktuellen Arbeit von Cao et al. [CSA11] wird ein Überblick über die bislang eingesetzten Techniken gegeben. Die Ansätze basieren einerseits auf den klassischen Methoden der Regelungstechnik

wie z.B. der Synthese mit Bode-Diagrammen und Wurzelortskurven sowie auf alternativen Verfahren wie beispielsweise der Modalanalyse, Eigenwertanalyse, Sensitivitätsanalyse, Modellreduktion, Nichtlinearen Programmierung, Optimalen Regelung, Youla Parametrierung, Neuronalen Netzen, Fuzzy Logik, Sliding Mode Regelung, H_∞ -Regelung u.v.m. Aufgrund der häufig getroffenen Voraussetzungen bezüglich technischer Randbedingungen wie z.B. Aktordynamik, Sensorinformation, Energiebedarf etc. fehlt für viele der theoretischen Arbeiten der praktische Aspekt.

Karnopp und *Crosby* legten mit der Entwicklung der *Skyhook* Regelung den Grundstein für die anwendungsnahe Vertikaldynamikregelung [CK73, KCH74]. Das ursprüngliche Regelkonzept für einen semi-aktiven Verstelldämpfer wurde über die Jahre in einer Vielzahl von Arbeiten aufgegriffen, angewandt und erweitert [EKEA95, SA10]. Die in den 1970er Jahren entwickelte Strategie wird in ihren Grundzügen auch in heutigen Serienanwendungen eingesetzt [Sch06].

Wie ein Blick auf den aktuellen Stand der Technik zeigt, wurden die klassischen Problemstellungen der aktiven Vertikaldynamikregelung bereits tiefgehend untersucht, sodass in diesem Bereich nur noch wenig Forschungsbedarf besteht. Demzufolge werden sich zukünftige Arbeiten auf diesem Sektor weniger mit dem grundsätzlichen Optimierungspotential von Fahrsicherheit und Fahrkomfort auseinandersetzen, sondern den Fokus vermehrt auf spezielle Anwendungsbereiche richten [CSA11].

2.3.2 Formulierung der offenen Forschungsfragen

Der bei einem ECM in die Radbaugruppe integrierte elektrische Antrieb führt zu einer nicht vernachlässigbaren Erhöhung der radgefederten Massen [RNW10]. Die damit einhergehende Veränderung der Dynamik des schwingfähigen Systems schafft neue Voraussetzungen im Hinblick auf die Auslegung geregelter Fahrwerksysteme. Eine weitere Vorgabe im Zusammenhang mit dem Einsatz aktiver Regelsysteme in einem ECM ist die Forderung nach minimalem Energiebedarf. Diese Rahmenbedingungen sind die Grundlage für die Definition der folgenden Forschungsfragen:

1. Welche Auswirkungen haben erhöhte Radmassen auf den Entwurf und den Einsatz von geregelten Fahrwerksystemen?
2. Wie beeinflusst die Frage nach dem Energiebedarf die Aktorauswahl und das Fahrwerkskonzept?
3. Welche Rolle spielt das Rekuperationspotential von geregelten elektrischen Systemen?

In den folgenden Abschnitten 2.3.3 und 2.3.4 wird auf diese Fragestellungen eingegangen, wobei auf Ergebnisse und Simulationsmodelle aus vorangegangenen Arbeiten [RNW10, NR10a, RND11] zurückgegriffen wird.

2.3.3 Beurteilung des Fahrkomforts von Fahrzeugen mit erhöhten Radmassen

2.3.3.1 Definition der Bewertungsgrößen

Die Beurteilung einer Fahrwerksabstimmung hinsichtlich Fahrkomfort und Fahr-sicherheit basiert in der Regel auf der Fähigkeit des Fahrwerks, den Schwingungseintrag von der Straße auf die Insassen bzw. auf das Transportgut sowie die Variation der dynamischen Radlast zu minimieren. Im einfachsten Fall wird zur Bewertung des Fahrkomforts die Vertikalbeschleunigung der Aufbaumasse $\ddot{z}_{A,P}$ bezüglich eines Bezugspunktes P herangezogen. Da das menschliche Empfinden für Schwingungen jedoch von diversen Faktoren wie z.B. Gesundheitszustand, Alter, Stimmungslage, Körperlage sowie der Erregeramplitude und Frequenz beeinflusst wird, befassen sich eine Vielzahl von Arbeiten mit der Entwicklung von Bewertungskriterien die diesen Anforderungen gerecht werden¹⁷. In den aktuellen Normen zur Komfortbewertung werden Vergleichsmaßstäbe auf Basis der vertikalen Aufbaubeschleunigung vorgeschlagen. Die Belastung der Schwingungseinwirkung während einer bestimmten Einwirkdauer T kann bei harmonischer oder stochastischer Anregung durch den Effektivwert der frequenzbewer-teten Beschleunigung \ddot{z}_W beschrieben werden [Int97]

$$\ddot{z}_{RMS} = \sqrt{\frac{1}{T} \int_0^T \ddot{z}_W^2(t) dt}. \quad (2.5)$$

Die frequenzbewertete Beschleunigung ergibt sich durch die Anwendung von normierten frequenzabhängigen Filterfunktionen $W_i(f)$ auf das gemessene Beschleunigungssignal $\ddot{z}_{A,P}$

$$\ddot{z}_W = W_i(f) \ddot{z}_{A,P}. \quad (2.6)$$

Für deterministische Anregungen, wie beispielsweise bei der Überfahrt einer Schlagleiste, wird in der ISO 2631 der MTVV¹⁸ als Vergleichsgröße vorgeschlagen

$$\ddot{z}_{MTVV} = \max \left(\sqrt{\frac{1}{\tau_I} \int_{t_0-\tau_I}^{t_0} \ddot{z}_W^2(t) dt} \right). \quad (2.7)$$

Dabei kennzeichnet t_0 den aktuellen Simulationszeitschritt und τ_I die Breite eines Integrationsfensters.

¹⁷In Europa werden derzeit drei Normen zur Bewertung von Ganzkörperschwingungen eingesetzt. Dazu gehören der International Standard 2631 – 1 : 1997(E) [Int97] der British Standard 6841 : 1987 [Bri87] und die Deutsche VDI Richtlinie 2057 [Ver02]

¹⁸Maximum Transient Vibration Value

2.3.3.2 Beschreibung der untersuchten Fahrwerksysteme

Im Rahmen dieser Arbeit wird das Einflusspotential auf den Fahrkomfort von drei unterschiedlichen Fahrwerksystemen, welche in Abbildung 2.10 schematisch dargestellt sind, untersucht. Im Folgenden werden die Systeme nacheinander eingeführt und die angewandten Algorithmen zur Regelung der Vertikaldynamik vorgestellt.

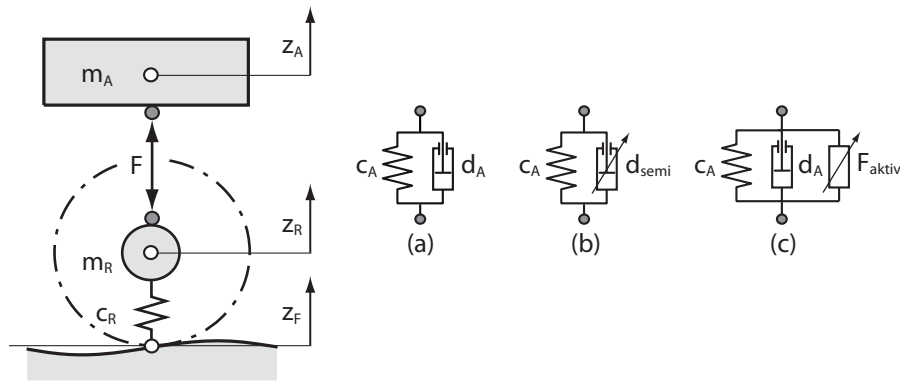


Abbildung 2.10: Ersatzmodelle der analysierten Fahrwerksysteme: (a) passives Fahrwerk, (b) semi-aktives hydraulisches Verstelldämpfersystem, (c) aktiv elektrisches Dämpfungssystem.

Passives Fahrwerk

Beim ersten System handelt es sich um ein konventionelles Fahrwerk mit einem parallel geschalteten linearen Feder-Dämpferelement, vgl. Abbildung 2.10(a). Die resultierende Kraft F_{pas} berechnet sich aus der Summe der beiden Teilkräfte F_c und F_d als Funktion der vertikalen Bewegungsgrößen des Rades und des Aufbaus

$$F_{pas} = \underbrace{c_A(z_A - z_R)}_{F_c} + \underbrace{d_A(\dot{z}_A - \dot{z}_R)}_{F_d}. \quad (2.8)$$

In Gleichung (2.8) kennzeichnen z_A, z_R, \dot{z}_A und \dot{z}_R die vertikalen Lage- und Geschwindigkeitsgrößen der Aufbaumasse und der Radmasse, d_A die Aufbaudämpfungskonstante und c_A die Federkonstante der Aufbaufeder. Die beiden Fahrwerkparameter können nur einmalig festgelegt werden, weshalb im Zuge der Fahrwerksabstimmung versucht wird, einen bestmöglichen Kompromiss zwischen Fahrkomfort und Fahrsicherheit zu finden [MW04]. In den nachfolgenden Untersuchungen wird das Fahrzeugmodell mit den Feder- und Dämpferparametern des Referenzfahrzeugs aus Anhang B.1 parametrisiert.

Semi-aktives hydraulisches Verstelldämpfersystem

Beim zweiten Fahrwerk handelt es sich um ein semi-aktives hydraulisches Verstelldämpfersystem, vgl. Abbildung 2.10(b). Dieses besteht aus einer konven-

tionellen Aufbaufeder und einem schnell schaltenden variablen Aufbaudämpfer, siehe auch Abschnitt 2.1.3. Die Regelung des vertikalen Schwingungsverhaltens basiert auf einer Verstellung der Dämpfungscharakteristik, welche von einer Steuereinheit vorgegeben wird. Der verwendete *Skyhook*-Regelalgorithmus berechnet die Anfangssteigung der Kraft-Geschwindigkeit-Kurve des Dämpfers nach folgender Formel

$$d_{semi} = d_{sky} \frac{\dot{z}_A}{\dot{z}_A - \dot{z}_R}, \quad (2.9)$$

wobei \dot{z}_A die vertikale Geschwindigkeit des Aufbaus und \dot{z}_R jene des betroffenen Rades darstellt. Es kennzeichnet d_{sky} einen konstanten Wert. Die resultierende Aktorkraft ist eine Funktion der Relativgeschwindigkeit zwischen Aufbau und Rad und der vom Regler berechneten Dämpfungskonstanten d_{semi}

$$\begin{aligned} F_{semi} &= d_{semi}(\dot{z}_A - \dot{z}_R), \\ d_{min} &\leq d_{semi} \leq d_{max}. \end{aligned} \quad (2.10)$$

Der maximale Variationsbereich der Dämpfungskonstanten wird durch die beiden Konstanten d_{min} und d_{max} vorgegeben. Des Weiteren ist zu beachten, dass im Sinne eines semi-aktiven Systems, dem Aktor keine Energie zugeführt wird, sondern lediglich mechanische Energie in Wärme umgewandelt werden soll. Die Dämpferleistung P_{semi} muss also stets positiv sein und kann in Abhängigkeit der Relativbewegung zwischen Aufbau und Rad wie folgt berechnet werden

$$P_{semi} = \begin{cases} d_{sky} \dot{z}_A (\dot{z}_A - \dot{z}_R) \geq 0 & \text{für } \text{sgn}(\dot{z}_A) = \text{sgn}(\dot{z}_A - \dot{z}_R), \\ d_{min} (\dot{z}_A - \dot{z}_R)^2 \geq 0 & \text{für } \text{sgn}(\dot{z}_A) \neq \text{sgn}(\dot{z}_A - \dot{z}_R). \end{cases} \quad (2.11)$$

Niemz und *Koletzko* untersuchen in ihren Arbeiten das Ansprechverhalten und die Totzeiten von realen Verstelldämpfersystemen auf Basis von Prüfstandsmessungen [Nie06, Kol07]. In beiden Quellen wird gezeigt, dass sich die Schaltzeit der Systeme mit der Anregungsfrequenz stark ändern kann. Dieser Effekt wird hauptsächlich auf die Kompressibilität des Dämpferöls sowie auf die Steifigkeit der Dämpferrohre zurückgeführt. Da diese Zeitverzögerungen auch die Effektivität des Regelalgorithmus beeinflussen [RW95], wird die in [Nie06] vorgeschlagene Übertragungsfunktion $G_{VD}(s)$ zur Berücksichtigung des dynamischen Verhaltens des Verstelldämpfers angewandt

$$G_{VD}(s) = \frac{F_{semi}^{ist}(s)}{F_{semi}^{soll}(s)} = \frac{1}{0.01s + 1}. \quad (2.12)$$

Aktiv elektrisches Dämpfungssystem

Als drittes und letztes System wird ein aktiv elektrisches Dämpfungssystem analysiert, vgl. Abbildung 2.10(c). Der Regelalgorithmus geht auf das Konzept der

aktiven Dämpfung zurück, welches erstmals von *Karnopp* im Jahre 1983 vorgestellt wurde [Kar83]. *Karnopp* zeigt in dieser Arbeit, dass das Schwingungsverhalten eines Fahrzeugs im Bereich der Aufbaueigenfrequenz durch das Aufbringen einer Stellkraft

$$F_{aktiv} = d_{aktiv}\dot{z}_A \quad (2.13)$$

deutlich verbessert werden kann. Es stellt dabei d_{aktiv} einen konstanten Wert dar. Da durch F_{aktiv} lediglich die Bewegung des Aufbaus, nicht aber jene des Rades bedämpft wird, muss ein zusätzlicher Dämpfungsterm eingeführt werden, um große Schwingungsamplituden im Bereich der Radeigenfrequenz zu vermeiden. Die Gesamtkraft ergibt sich aus

$$F_{tot} = F_c + F_{aktiv} + d_A(\dot{z}_A - \dot{z}_R). \quad (2.14)$$

Bei der Wahl der Dämpfungskonstanten d_A ist darauf zu achten, dass die Effizienz des aktiven Kraftanteils nicht zu sehr beeinträchtigt wird. Eine Möglichkeit zur Bestimmung von d_A wird in [RNW10] vorgestellt. Trotz der rasanten Fortschritte im Bereich der Mechatronik ist eine Serienanwendung eines in der Bandbreite unbegrenzten, aktiven Fahrwerkssystems in naher bis mittlerer Zukunft nicht absehbar [SP11, CSA11]. Aus diesem Grund wird in der vorliegenden Arbeit davon ausgegangen, dass der zweite Anteil der Dämpfungskraft von einem konventionellen, hydraulischen Dämpfer aufgebracht wird. Das aktiv elektrische Dämpfungssystem besteht also aus zwei Komponenten, einem elektrisch betriebenen Aktor zur Erzeugung der Kraft F_{aktiv} und einem passiven Dämpfer mit der Dämpfungskonstanten d_A . Die mathematischen Modelle zur Beschreibung des physikalischen Verhaltens des aktiv elektrischen Dämpfungssystems werden ebenfalls in [RNW10] beschrieben.

2.3.3.3 Interpretation der Simulationsergebnisse

Um die auf die Insassen wirkende Schwingungsbelastung wirklichkeitsnah erfassen zu können, müssen Effekte abgebildet werden, welche in einfachen Ersatzmodellen keine Berücksichtigung finden. Eine besondere Rolle spielt dabei die Güte des verwendeten Reifen- und Fahrbahnmodells, der Einfluss der vertikalen Motor- und Getriebschwingung, die Position der Passagiere sowie die gekoppelte Bewegung zwischen Vorder- und Hinterachse [RNFD11]. Für die nachfolgenden Untersuchungsergebnisse wird das validierte Vollfahrzeugmodell, welches in Kapitel 3.1.3.2 vorgestellt wird, verwendet.

Ausgehend von einem konventionellen Fahrzeug mit 40 kg ungefederter Radmasse, wird diese in 5 kg Schritten bis auf ein Maximalgewicht von 80 kg erhöht. Das Ziel der Analyse ist die Ermittlung des Verbesserungspotentials bezüglich des Komfortverhaltens der beiden vorgestellten geregelten Fahrwerkssysteme. Um einen möglichst großen Bereich des Einsatzspektrums analysieren zu können,

werden die Untersuchungen auf drei verschiedenen Fahrbahnen durchgeführt. Die deterministische Anregung setzt sich aus einer Schlagleiste und einem anschließenden Schlagloch von jeweils 27 mm Höhe bzw. Tiefe zusammen. Die stochastische Fahrbahn entspricht einer in der Internationalen Norm ISO 8608:1995(E) [Int95] definierten Straße des Typs C. Die Fahrgeschwindigkeit beim Überfahren dieser Hindernisse wird zwischen 10 km/h und 90 km/h variiert. Die wegabhängige Sinusform der harmonischen Anregung kann mit der frequenzabhängigen Amplitude $\hat{h}(\Omega)$ und der Wegkreisfrequenz Ω über die folgende Formel beschrieben werden

$$h = \hat{h}(\Omega) \sin \Omega t. \quad (2.15)$$

Die Anregungsfrequenz wird in den Simulationen zwischen 0.8 Hz und 20 Hz variiert und durch eine Variation der Wellenlänge L eingestellt

$$\Omega = \frac{2\pi}{L}. \quad (2.16)$$

Zur Bestimmung der Belastung durch die Schwingungseinwirkung werden die im Kapitel 2.3.3.1 vorgestellten Kriterien \ddot{z}_{RMS} und \ddot{z}_{MTVV} angewandt. Die quantitative Erfassung der Verbesserung bzw. Verschlechterung des Fahrkomforts wird durch eine Mittelung der Kenngrößen in den definierten Klassen erreicht. Tabelle 2.2 zeigt eine Zusammenfassung der erzielten Simulationsergebnisse.

Wie der Tabelle 2.2 zu entnehmen ist, hat die Erhöhung der Radmassen einen überwiegend negativen Einfluss auf das Schwingungsverhalten des passiven Fahrwerksystems. Insbesondere bei harmonischen Anregungen im Frequenzbereich zwischen 4 und 12 Hz können deutliche Komforteinbußen festgestellt werden. Des Weiteren fällt auf, dass sich die Verschlechterung bei ungefederten Massen unter 60 kg im Vergleich zum Referenzfahrzeug in akzeptablen Grenzen hält. Eine Gewichtsanhebung über 60 kg hat in gewissen Fahrbereichen, vor allem bei deterministischer und harmonischer Anregung, ein deutlich schlechteres Komfortverhalten zur Folge. Eine wichtige Erkenntnis aus der Studie der Simulationsergebnisse ist die Tatsache, dass es auch Geschwindigkeits- bzw. Frequenzbereiche gibt, in denen selbst sehr hohe Radmassen zu einer Komfortsteigerung führen. Daher ist es notwendig, im Zuge simulatorischer Untersuchungen bzw. bei subjektiven Beurteilungen an Versuchsfahrzeugen einen möglichst großen Fahrbereich zu analysieren, um so das Risiko von Fehlinterpretationen zu reduzieren.

Die Analyse der Ergebnisse des semi-aktiven Verstelldämpfers zeigt, dass mit diesem System die Komfortkennzahlen nur in einem sehr begrenzten Bereich des Parameterraums verbessert werden können. Diese auf den ersten Blick überraschende Erkenntnis ist auf folgende zwei Effekte zurückzuführen. Bei einer stoßartigen, deterministischen Anregung wird die Dämpferkonstante d_{semi} vom Regelalgorithmus mit sehr hoher Frequenz angepasst. Die Berücksichtigung des dynamischen Verhaltens des Dämpfers durch ein Verzögerungsglied erster Ordnung, vgl. Formel (2.12), bewirkt einen Zeitverzug zwischen der Reglervorgabe

Tabelle 2.2: Gegenüberstellung der Simulationsergebnisse der Vertikaldynamikanalyse (Fettgedruckte Zahlen kennzeichnen eine Verbesserung des Fahrkomforts. Verschlechterungen sind mit einem Minus gekennzeichnet.)

m_R [kg]	Deterministisch Bewertungsgröße $K := \ddot{z}_{MTVV}$				Stochastisch Bewertungsgröße $K := \ddot{z}_{RMS}$				Harmonisch Bewertungsgröße $K := \ddot{z}_{RMS}$			
	v_x [km/h]				v_x [km/h]				f [Hz]			
	10-30	30-50	50-70	70-90	10-30	30-50	50-70	70-90	0-4	4-8	8-12	12-20
Passiv												
$40 \leq m_R < 60$	-1	-1	0	0	-1	-1	0	-1	0	-1	-2	1
$60 \leq m_R \leq 80$	-1	-2	1	-1	-1	-1	-1	-1	0	-2	-3	2
Semi-aktiv												
$40 \leq m_R < 60$	0	-1	-2	-2	0	0	0	0	1	1	1	0
$60 \leq m_R \leq 80$	-2	-1	-2	-2	-1	-1	-1	-2	1	1	-3	3
Aktiv												
$40 \leq m_R < 60$	1	-1	1	0	2	1	1	0	3	1	1	1
$60 \leq m_R \leq 80$	0	-1	1	1	1	0	1	-1	3	0	-2	3
Bewertung	Durchschnittliche Abweichung von der Referenz (Passiv $m_R = 40$ kg)											
0	0% $< \Delta \bar{K} < 5\%$											
1	5% $< \Delta \bar{K} < 20\%$											
2	20% $< \Delta \bar{K} < 40\%$											
3	40% $< \Delta \bar{K} < 100\%$											

und der effektiv aufgebrachten Kraft. Dieser Phasenverzug kann in gewissen Fahrsituationen zu einem unerwünschten Verhalten des Dämpfers führen, was sich wiederum negativ auf die zu reduzierende Aufbaubeschleunigung auswirkt. Zusätzlich zu der Art der Anregung hat auch die Steigerung der Radmasse einen merklich negativen Einfluss auf das vertikale Schwingungsverhalten. Der Grund hierfür liegt in der Abnahme der Radeigenfrequenz bei zunehmender Radmasse. Abbildung 2.11 zeigt das Übertragungsverhalten \ddot{z}_w/z_F der frequenzbewerteten Aufbaubeschleunigung eines linearen Zweimassenschwingers für ein konventionelles Fahrwerk und für ein Fahrwerk mit einem *Skyhook*-geregelten semi-aktiven Dämpfersystem. Wie den Kurven zu entnehmen ist, hat die Steigerung der ungedeferten Masse von 40 kg auf 80 kg ein Absinken der Radeigenfrequenz f_R von 12 auf 8.5 Hz zur Folge. Da das geregelte System im Frequenzbereich zwischen f_A und f_R die größte Wirksamkeit aufweist, wird das Optimierungspotential zur Verbesserung des Fahrkomforts mit steigender Radmasse immer weiter abgeschwächt.

Mit dem aktiv elektrischen Dämpfersystem kann der Fahrkomfort in einem weiten Bereich der variierten Parameter gesteigert werden. Das große Verbesse-

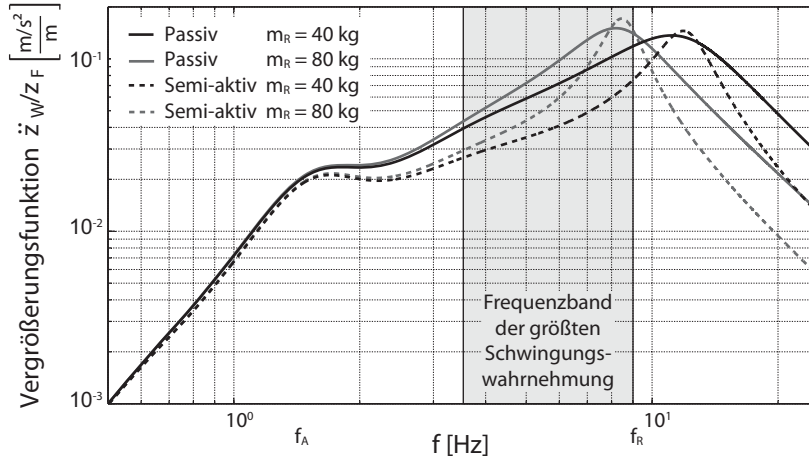


Abbildung 2.11: Vergleich der Vergrößerungsfunktion der frequenzbewerteten Aufbaubeschleunigung eines passiven und eines geregelten Fahrwerksystems mit semi-aktiven Verstelldämpfer für verschiedene Radmassen

rungspotential im Bereich der Aufbaueigenfrequenz ist auf den geschwindigkeitsproportionalen Dämpfungsanteil d_{aktiv} zurückzuführen. Selbst bei ungefederten Massen jenseits der 60 kg kann in diesem Frequenzbereich der \ddot{z}_{RMS} Wert um mehr als 40 % reduziert werden. Im Bereich der Radeigenfrequenz kommt es aufgrund der niedrigen Grunddämpfung d_A , vgl. Formel (2.14), zu einem erheblichen Schwingungseintrag in den Aufbau. Dieser kann durch ein Anheben der hydraulischen Dämpfung reduziert werden, was jedoch zu einer gleichzeitigen Minderung der im niederfrequenten Bereich erzielten Verbesserungen führt. Eine weitere Alternative zur Bedämpfung der Radschwingung bietet der Einsatz von mechanischen Schwingungstilgern [NR09, MTI⁺06]. Diese Systeme zeigen sehr großes Optimierungspotential allerdings auf Kosten geringerer Systemkomplexität und geringeren Gewichts [RNW10].

2.3.3.4 Zusammenfassung

Nimmt man ein konventionelles Fahrwerk mit 40 kg Radmasse als Referenz, so können bei einer Anhebung auf über 60 kg beim Fahrzeug mit passiven Fahrwerk deutliche Komforteinbußen festgestellt werden. Um dem entgegenzuwirken können alternative passive Systeme, wie z.B. mechanische Schwingungstilger, oder geregelte Fahrwerksysteme eingesetzt werden.

Wie die Untersuchungen auf Basis von Simulationen am Vollfahrzeugmodell zeigen, kann mit Hilfe eines semi-aktiven hydraulischen Verstelldämpfers, basierend auf einer *Skyhook*-Regelstrategie, der Fahrkomfort nur unter gewissen Voraussetzungen verbessert werden. Vor allem die Art der Straßenanregung und die

Fahrgeschwindigkeit haben einen starken Einfluss auf das Optimierungspotential. Der Grund für die vergleichsweise kleinen Verbesserungen liegt in der Abnahme der Radeigenfrequenz bei zunehmender Radmasse. Da die semi-aktive *Skyhook*-Regelung vor allem im Frequenzbereich zwischen den Eigenfrequenzen des Aufbaus und des Rades die größte Wirksamkeit aufweist, verliert dieses System mit zunehmender Radmasse an Attraktivität hinsichtlich einer Verbesserung des Komfortverhaltens. Demgegenüber lässt sich mit einem aktiven elektrischen Dämpfersystem das Komfortkriterium in einem weiten Bereich der variierten Parameter steigern, wenn auch um den Preis zusätzlichen Energiebedarfs.

2.3.4 Energiebedarf von geregelten Fahrwerksystemen

In konventionellen Fahrwerken werden vorwiegend mechanische Federn zur Speicherung von Energie in Form von Verformungsarbeit und hydraulische Dämpfer zur Dissipation der Schwingungsenergie eingesetzt. Die wesentlichen Aufgaben des passiven Feder-Dämpfer-Systems bestehen einerseits in der Reduktion und im Abbau von Schwingungen und andererseits in der Begrenzung der Wank- und Nickbewegungen beim Einwirken einer Quer- bzw. Längsbeschleunigung. Im Hinblick auf den Einsatz geregelter Fahrwerksysteme in elektromechanischen Corner-Modulen stellt sich die Frage, wie viel Energie ein elektrisches Fahrwerk mindestens verbrauchen muss, um diese Funktionen zu erfüllen.

Beim ungedämpften Fahrzeug ist für die Wank- bzw. Nickwinkelkompensation beim Durchfahren einer Kurve bzw. beim Bremsen oder Beschleunigen kein Energieeinsatz notwendig. Dies wird am Beispiel einer Kurvenfahrt in Abbildung 2.12 verdeutlicht. Während der Einlenkphase –1– wird durch die einsetzende Wankbewegung kinetische Energie in Verformungsarbeit umgewandelt und temporär in den Federn gespeichert –2–. Beim Verlassen der Kurve entspannen die Federn und der Aufbau wird wieder in eine waagerechte Position gebracht –3–. Diese Betrachtung setzt ein ideales Systemverhalten ohne Verluste voraus. Geht man von einer verlustfreien mechanischen Feder aus, fällt bei einem passiven Fahrwerk lediglich die in Wärme umgewandelte Reibungsenergie des Dämpfers als Verlust an. Wird allerdings ein elektrischer Aktor zur Generierung der Fahrwerkskraft eingesetzt, müssen weitere Verlustquellen berücksichtigt werden. Die durch Energieumwandlung und Speicherung resultierenden Wirkungsgradeinbußen haben zur Folge, dass im realen System der Gesamtenergiebedarf zur Horizontierung des Aufbaus nicht vernachlässigbar ist.

Bei aktiv geregelten Systemen werden zur Reduktion der Schwingung des Aufbaus und der Räder Kräfte in allen vier Quadranten des Kraft-Weg- bzw. Kraft-Geschwindigkeit-Diagramms erzeugt. Wie in Abbildung 2.3 gezeigt wurde, hat die Bandbreite des aktiven Fahrwerksystems einen maßgeblichen Einfluss auf den notwendigen Leistungs- und Energiebedarf. Ein Vorteil der elektrischen Aktoren gegenüber den viskosen Dämpfern besteht in der Möglichkeit, einen Teil der ansonsten in Wärme umgewandelten Energie in Form von elektrischer Nutzenergie zur rekuperieren. Abbildung 2.13 zeigt den in den vier Dämpfern dissi-

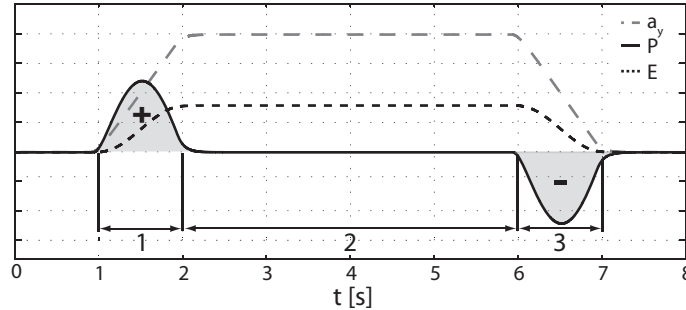


Abbildung 2.12: Qualitative Darstellung des Leistungs- und Energieflusses idealer mechanischer Fahrwerksfedern während einer Kurvenfahrt

pierten Engeriebetrag als Funktion der Geschwindigkeit und des Fahrbahntyps. Im logarithmischen Maßstab ergibt sich ein nahezu linear steigender Verlauf mit zunehmender Rauheit der Fahrbahn. Die aus der Gesamtfahrzeugsimulation gewonnenen Daten weisen im Fahrbahnunebenheitsspektrum der ISO-Klassen¹⁹ A (sehr gutes Subjektivurteil für Ebenheit) bis E (sehr schlechtes Subjektivurteil für Ebenheit) ein Rekuperationspotential zwischen 0.02 kWh und 6 kWh pro gefahrene 100 km auf.

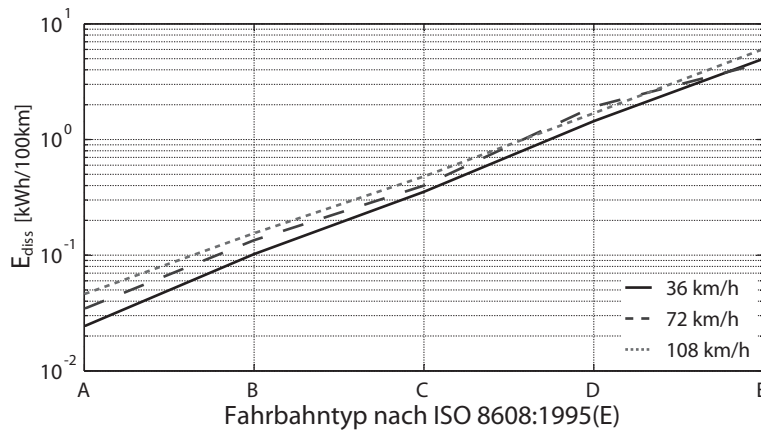


Abbildung 2.13: Einfluss der Fahrgeschwindigkeit auf die dissipierte Dämpferenergie beim Überfahren von unebenen Fahrbahnen

Bereits seit einigen Jahren befassen sich diverse Forschungsarbeiten mit der Entwicklung aktiv eingreifender Fahrwerksysteme, welche die rekuperierte Schwingungsenergie zur Erzeugung von Stellkräften nutzen [SHHK07, ZHY⁺07]. Mit

¹⁹In der ISO-Richtlinie 8608:1995(E) - *Mechanical Vibration - Road Surface Profiles - Reporting of Measured Data* wird ein Vorschlag zur Klassifizierung von Fahrbahnunebenheiten mit einseitigen Spektralen Dichten gegeben [Int95].

dem Ziel vollständiger Energieautarkheit des Fahrwerks wurden spezielle Regelalgorithmen entworfen, die in Abhängigkeit des Ladezustands des Speichers die Regelziele adaptiv verändern [SNN98, NSN03]. In den genannten Arbeiten konnte durchwegs hohes Potential zur Steigerung des Fahrkomforts und der Fahr-sicherheit bei gleichzeitig niedrigem Energiebedarf nachgewiesen werden.

2.3.4.1 Zusammenfassung

Wie aus den vorherigen Untersuchungen hervorgeht, wäre es theoretisch möglich sowohl Komfortfunktionen als auch die Aufgabe der Horizontierung ohne größeren Energieeinsatz darzustellen. Die Voraussetzung dafür sind hocheffiziente Aktoren, welche in der Lage sind, die gespeicherte elektrische Energie möglichst verlustminimal in mechanische Energie umzuwandeln. Die technischen Lösungen, die diesen Anforderungen gerecht werden, sind allerdings aufgrund der hohen Systemkosten, des Bauraumbedarfs sowie des zusätzlichen Gewichts noch nicht für eine Anwendung im Pkw-Segment geeignet.

2.4 Systemauswahl

Unter Berücksichtigung der Ergebnisse der Untersuchungen aus Abschnitt 2.2 und 2.3, wird in der vorliegenden Arbeit ein ECM mit radindividuell eingreifenden, elektrisch betätigten Antriebs-, Brems- und Lenksystemen untersucht. Der Einsatz von aktiven Vertikaldynamikregelsystemen wird aufgrund der im Nachfolgenden angeführten Gründe nicht weiter verfolgt. Stattdessen wird eine passive Feder-Dämpfer-Einheit eingesetzt. Diese Systemauswahl begründet sich im Wesentlichen durch die folgenden Punkte:

- In einer aktuellen Arbeit von *Mitchell* et al. wird auf Basis umfassender Untersuchungen bezüglich Infrastruktur, Stadt- und Bevölkerungsentwicklung, Marktvolumen sowie Umwelt- und Energieaspekten prognostiziert, dass sich die Zukunft der Elektromobilität vor allem auf den urbanen Raum konzentrieren wird [MBBB10]. Die wesentlichen Anforderungen an ein elektrisches Stadtfahrzeug können dabei wie folgt zusammengefasst werden:
 - Niedriger Energiebedarf.
 - Geringe Kosten.
 - Kleine Außenabmessungen bei gleichzeitig hinreichend großem Innenraum.
 - Die Steigerung der Wendigkeit bei niedrigen Geschwindigkeiten wird stärker priorisiert als die Fahreigenschaften bei hohen Geschwindigkeiten.

- Wie aus der Analyse des Giermomentenpotentials in Kapitel 2.2 hervorgeht, kann durch die aktive Regelung des Lenkwinkels und des Reifenlängsschlupfs die Horizontaldynamik des Fahrzeugs wesentlich stärker beeinflusst werden als durch eine Verstellung der Radaufstandskräfte. Da der Normalkrafteingriff prinzipbedingt nur im fahrdynamischen Grenzbereich wirksam ist, beschränkt sich das Einsatzspektrum dieser Systeme auf einige wenige Fahrsituationen. Besonders großes Stabilisierungspotential versprechen jene Systeme, welche sowohl radindividuelle Antriebskräfte als auch Bremskräfte aufbringen können. Mit Hilfe einer elektrischen Maschine, die sowohl im motorischen als auch im generatorischen Bereich betrieben werden kann, lassen sich diese Funktionen in einem Aktor vereinen.
- Die durch die Integration von elektrischen Antrieben in die Radbaugruppe hervorgerufene Erhöhung der ungefederten Massen hat einen entscheidenden Einfluss auf das vertikaldynamische Schwingungsverhalten des Aufbaus und der Räder. Wie die Simulationen am Vollfahrzeugmodell zeigen, gibt es eine Tendenz dahingehend, dass der Fahrkomfort bei einer Zunahme der ungefederten Massen kontinuierlich abnimmt. Aus diesem Grund empfiehlt sich bei sehr hohen Radmassen der Einsatz eines aktiv geregelten Fahrwerksystems, dessen Bandbreite aus Bauraum- und Gewichtsgründen auf ca. 4 Hz beschränkt werden sollte. Ein energetisch effizienter Betrieb, welcher den Anforderungen eines elektrisch betriebenen Fahrzeugs gerecht wird, setzt allerdings eine Aktortechnologie voraus, die zur Zeit noch nicht verfügbar ist. Bei einer Einschränkung der Massenzunahme durch die Radnabenmotoren auf ca. 20 kg je Rad können, in Anbetracht der Anforderungen an das Zielfahrzeug, die Komforteinbußen mit einem passiven System akzeptiert werden.

3

Entwicklungsumgebungen

In diesem Kapitel werden die eingesetzten Modelle zur Abbildung des dynamischen Verhaltens des Fahrzeugs sowie der eingesetzten Aktoren vorgestellt. Der erste Abschnitt widmet sich der Beschreibung der entwickelten Fahrdynamiksimulationsumgebung MOVES² ²⁰. Nach einer allgemeinen Einleitung werden die Module Manöver, Fahrermodell, Umwelt und Visualisierung näher beschrieben. Anschließend werden die Bewegungsgleichungen eines linearen Einspurmodells, welches für den Entwurf des Fahrdynamikreglers herangezogen wird, definiert. Die Grundlage für alle weiteren fahrdynamischen Untersuchungen bildet das in MOVES² implementierte nichtlineare Gesamtfahrzeugmodell. Zur Überprüfung der Modellgüte wird das vorgestellte Fahrzeugmodell mit den Parametern eines Referenzfahrzeugs bedatet und auf Basis von Messungen aus Fahrversuchen validiert. Der zweite Teil dieses Abschnittes gibt einen Überblick über die entwickelten und eingesetzten Aktoren. Nach einer allgemeinen Konzeptbeschreibung werden die erstellten Simulationsmodelle und die getroffenen Annahmen erläutert. Das Kapitel schließt mit der Vorstellung der Co-Simulationsumgebung, auf Basis welcher die Aktormodelle in die Fahrdynamiksimulation eingebunden werden.

3.1 Simulationsumgebung MOVES²

MOVES² ist eine flexible und einfach erweiterbare Modellierungs- und Simulationsumgebung, welche im Laufe der letzten Jahre am Institut für Fahrzeugtechnik

²⁰Modular Vehicle Simulation System

an der Technischen Universität Graz entwickelt und durch das vorliegende Disserationsprojekt gefördert wurde. Das Programm ist in eine Matlab/Simulink® Umgebung integriert und verfügt über Schnittstellen zu weiteren Simulationssystemen wie beispielsweise Dymola® oder CATIA® [Mat11b, Das11a, Das11b]. Der aktuelle Entwicklungsstand umfasst ein Modul zur Entwicklung, Bewertung und Optimierung von Radaufhängungen (KOS²¹) sowie Fahrzeugmodelle unterschiedlicher Modellierungstiefen. Die einheitliche Programmstruktur basiert auf der Nutzung zentral abgelegter Funktions-, Modell- und Parameterbibliotheken, welche in einen durchgängigen Simulationsprozess eingebettet sind. Die Steuerung durch den Benutzer kann über einen direkten Funktionsabruf oder über eine grafische Benutzeroberfläche erfolgen. Der Status Quo der laufenden Entwicklungsarbeiten wird in mehreren Diplomarbeiten sowie wissenschaftlichen Publikationen dokumentiert, vgl. u.a. [Mar09, Apo10, Dür11, Fer11, RND11, RNA11, NDR11, RNFD11].

Das in MOVES² implementierte Fahrdynamikmodell lässt sich, wie in Abbildung 3.1 dargestellt, in die Module *Manöver*, *Fahrer*, *Umwelt*, *Fahrzeug*, *Visualisierung* und *Simulationoutput* gliedern. Der modulare Modellansatz bietet dem Benutzer die Möglichkeit einer flexiblen Anpassung des Fahrzeugmodells. Die Modellkomplexität kann sowohl auf Fahrzeug-, System- als auch auf Komponentenebene variiert werden, ohne dabei die anderen Module der Simulationsumgebung anpassen zu müssen. Die Submodelle auf der obersten Ebene des Fahrzeugmodells beinhalten die Bewegungsgleichungen und charakterisieren damit das dynamische Verhalten des Fahrzeugs. Je nach Anwendung kann zwischen einem Viertelfahrzeugmodell, einem Einspurmodell (vgl. Abschnitt 3.1.3.1) oder einem Vollfahrzeugmodell (vgl. Abschnitt 3.1.3.2) gewählt werden.

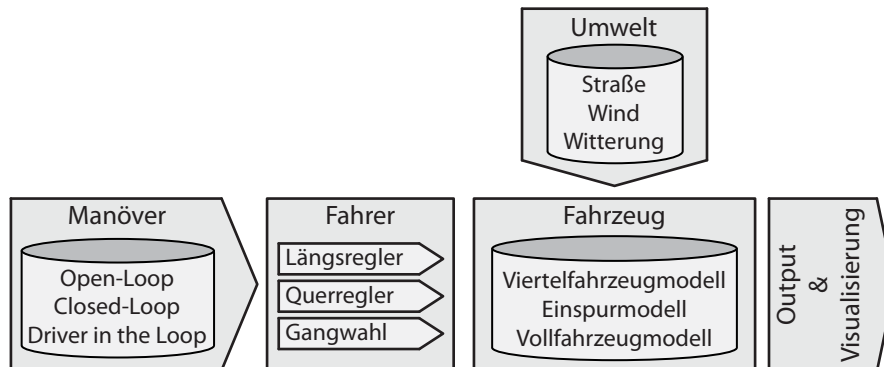


Abbildung 3.1: Schematische Darstellung des Fahrdynamikmodells in MOVES²

²¹Kinematics Optimisation System

3.1.1 Manövervorgabe und Fahrermodell

Das Ziel der Module *Manöver* und *Fahrer* ist die Berechnung der Stellsignale für die Antriebs-, Brems- und Lenkeinheit in Form von Pedalstellungen und einer Lenkwinkelvorgabe entlang eines definierten Fahrkurses. Die Aufgabe wird dabei in die drei Domänen Längsregelung, Querregelung und Gangwahl aufgliedert. Die Manövervorgabe, die durch den Benutzer getätigt wird, entscheidet über die Charakteristik des Fahrermoduls, welches in die drei Gruppen *Open-Loop*, *Driver-in-the-Loop* und *Closed-Loop* unterteilt werden kann. Bei einem *Open-Loop*-Manöver werden die Stellsignale für die Betätigungsvorrichtungen als zeitabhängige Verläufe vorgegeben. Ein typischer Anwendungsfall hierfür ist die Eingabe von Messdaten zur Validierung des Fahrzeugmodells. Das *Driver-in-the-Loop*-Modul stellt eine weitere Möglichkeit der Fahrzeugsteuerung dar. Dabei kontrolliert der Anwender die Bewegung des Fahrzeugs, indem er über entsprechende Hardware (Lenkrad, Pedale und Gangwahlvorrichtung) in den Simulationsprozess einbezogen wird. Bei einem *Closed-Loop*-Fahrmanöver wird der Fahrer-Fahrzeug-Regelkreis durch eine Rückkoppelung des dynamischen Fahrzustands geschlossen. Die Berechnung der Stellsignale findet auf Basis eines Soll-Ist-Vergleichs innerhalb der Längs- bzw. Querregelung statt und wird im Folgendem kurz beschrieben.

Das dynamische Verhalten in Fahrzeuglängsrichtung kann durch Vorgabe eines zeitlichen Verlaufs der Geschwindigkeit, des Antriebs- bzw. Bremsmoments oder der Beschleunigung gesteuert werden. Im Längsregler wird die aktuelle Abweichung der Sollgröße von der Istgröße berechnet und einem PI-Regler²² mit konstanten Parametern zugeführt. Die begrenzte Stellgröße des Reglers kann vorzeichenabhängig als Beschleunigungs- bzw. Verzögerungswunsch interpretiert werden. Durch Einschränkungen des Stellbereichs der Antriebsmotoren wird bei längerer Verweildauer im Sättigungsbereich der Integralanteil des Längsreglers auf unrealistisch hohe Werte anwachsen, was auch unter der Bezeichnung *Wind-Up*-Effekt bekannt ist. Aus diesem Grund wird eine *Anti-Wind-Up*-Maßnahme getroffen, indem die Differenz aus der Reglerausgangsgröße und dem beschränkten Signal gebildet und an den Integratoreingang zurückgeführt wird [HD04].

Das Ziel der *Closed-Loop*-Querregelung besteht darin, die Abweichung der Fahrzeug-Ist-Trajektorie von einer vorgegebenen Sollspur zu minimieren. Die simulatorische Umsetzung dieser Fahraufgabe erfolgt mit Hilfe des von *Donges* eingeführten *Zwei-Ebenen-Modells* [Don77]. Der Summenlenkwinkel δ_h setzt sich, wie in Abbildung 3.2 dargestellt, aus den zwei Teilen δ_{hS} und δ_{hR} zusammen. Noch bevor sich das Fahrzeug am Beginn einer Kurve befindet, leitet der Fahrer aufgrund seiner Erfahrung die Lenkbewegung ein. Er handelt vorausschauend, ohne vom aktuellen Zustand des Fahrzeugs beeinflusst zu werden. Man spricht von einer antizipatorischen Steuerung beziehungsweise von der *Bahnführungsebene*. Eine in der Literatur weit verbreitete Methode zur Berechnung des antizipatorischen Steuerungsanteil δ_{hS} geht auf die Arbeit von *Horn* aus dem Jahre

²²Proportional-Integral-Regler

1985 zurück [Hor85]. Der Zusammenhang zwischen der antizipierten Krümmung κ_{soll} und dem Steuerungslenkradwinkel kann über folgende Differentialgleichung

$$T_{2S}^2 \ddot{\delta}_{hS}(t) + T_{1S} \dot{\delta}_{hS}(t) + \delta_{hS}(t) = V_{GS} \kappa_{soll}(t + T_A), \quad (3.1)$$

bzw. in Form einer Übertragungsfunktion

$$G_S(s) = \frac{\delta_{hS}(s)}{\kappa_{soll}(s)} = V_{GS} \frac{e^{T_A s}}{T_{2S}^2 s^2 + T_{1S} s + 1} \quad (3.2)$$

hergestellt werden. Dabei kennzeichnen T_{1S} und T_{2S} Zeitkonstanten, V_{GS} einen Verstärkungsfaktor und T_A die Antizipationszeit. Die Bestimmung dieser Konstanten kann auf verschiedenste Arten erfolgen. In der vorliegenden Arbeit werden die Parameter in Abhängigkeit der Fahrgeschwindigkeit und der Querbeschleunigung nach einem Ansatz von *Edelmann et al.* ermittelt [EPRT07].

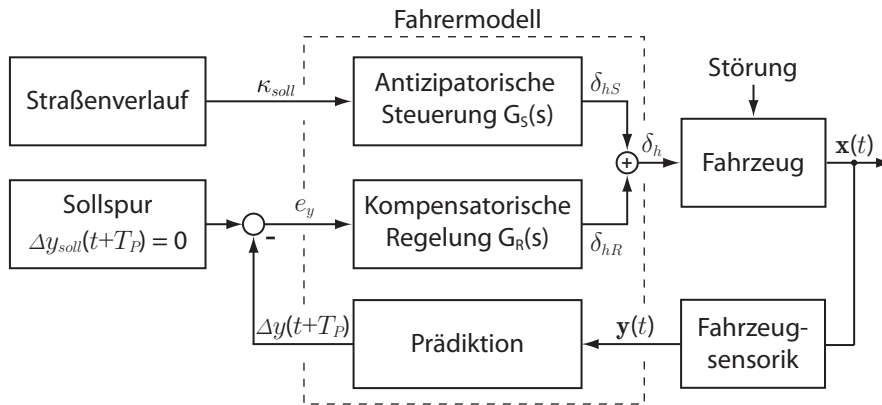


Abbildung 3.2: Querregelkreis Fahrer-Fahrzeug unter Einwirkung von Störungen

Die Güte der Steuerung hängt in der Realität in erster Linie von den Fähigkeiten des Fahrers ab. Je besser er das Fahrverhalten des Fahrzeugs abschätzen kann, desto geringer sind die notwendigen Lenkausschläge zur Kompensation einer Querabweichung Δy . Um unter Einfluss von externen Störungen, z.B. durch Seitenwind, ein Abkommen von der Fahrbahn zu verhindern, muss der Fahrer-Fahrzeug-Regelkreis geschlossen werden. Dazu wird die voraussichtliche Abweichung von der Solltrajektorie rückgeführt und zu Null ausgeregelt. Diese zweite Ebene des Fahrermodells wird auch als *Stabilisierungsebene* bezeichnet. Im Block *Prädiktion* wird der Normalabstand des Fahrzeugschwerpunkts von der Sollspur zum Zeitpunkt $t + T_p$ bestimmt. Die Prädiktionszeit T_p entspricht in der Bedeutung der Antizipationszeit, ist aber im Zahlenwert verschieden [MW04]. Die Übertragungsfunktion des kompensatorischen Reglers $G_R(s)$ entspricht dem in

der Literatur weit verbreiteten *Präzisionsmodell* von *McRuer* [MGKR65]. Demnach können die Eingriffe des Menschen durch eine Übertragungsfunktion der Form

$$G_R(s) = \frac{\delta_{hR}(s)}{e_y(s)} = V_{GR} \frac{1 + T_D s}{1 + T_I s} e^{-\tau s} \quad (3.3)$$

angenähert werden. In der Gleichung steht V_{GR} für einen Verstärkungsfaktor des Menschen, T_D und T_I für seine Vorhalte- und Verzögerungszeitkonstanten. Die Übertragungsfunktion, welche der eines Lead-Glieds entspricht, wird um ein Totzeitglied mit der Reaktionszeit des Fahrers τ erweitert. Die bislang noch unbekannt Parameter in $G_R(s)$ lassen sich über die Vorgabe der Phasenreserve φ_R , der Durchtrittsfrequenz $\omega_c/2\pi$ und der Steigung der Amplitudenkennlinie bei $\omega = \omega_c$ mit den klassischen Methoden der Regelungstechnik bestimmen. Mit den Bereichswerten der genannten Kriterien, welche der Fachliteratur entnommen werden können z.B. [MW04], wird in der vorliegenden Arbeit der Reglerentwurf anhand des Pol-Nullstellen-Bildes des geschlossenen Regelkreises durchgeführt, vgl. z.B. [HD04, Lun07]. Die ermittelten Reglerparameter werden in Form von Kennfeldern als Funktion der Fahrgeschwindigkeit und der Querbeschleunigung abgelegt.

3.1.2 Umwelt, Visualisierung und Simulationsoutput

Die Umwelt eines Fahrzeugs beeinflusst maßgeblich dessen Bewegung, weshalb die Modellierung derselben einen zentralen Teil des Fahrzeugmodells ausmacht. Neben der Straße gehören auch Wind, Witterungseinflüsse sowie andere Verkehrsteilnehmer zum System Umwelt.

Das in MOVES² implementierte Fahrbahnmodell basiert auf der Open-Source-Software OpenCRG [Vir10]. OpenCRG ist ein Standard zur Generierung und Visualisierung von Fahrbahnen, welcher im Laufe der letzten Jahre von namhaften deutschen Automobilherstellern entwickelt wurde [Rau11]. Mit dieser Software kann neben der Beschreibung der horizontalen Ausdehnung auch die Steigung und die Querneigung der Straße abgebildet werden. Da Fahrbahnunebenheiten einen nicht vernachlässigbaren Einfluss auf den Fahrkomfort und auf die Fahrsicherheit haben, wird OpenCRG um eine zusätzliche Funktionalität erweitert. Mit Hilfe des in MOVES² implementierten Algorithmus zur Erzeugung von Unebenheiten können sowohl deterministische als auch stochastische Hindernisse an jeder beliebigen Stelle der Fahrbahn angebracht werden [Fer11]. Ein in [RND11] vorgestelltes Abtastmodell ermittelt die Stellung des Rades auf der Straße und übergibt die in den Knotenpunkten gespeicherte z -Anregung an das Reifenmodell. Die zur Berechnung der Kontaktkräfte zwischen Fahrbahn und Reifen erforderlichen Informationen bezüglich des nominellen Kraftschlussbeiwerts, werden ebenfalls als Knotendaten im Straßenmodell gespeichert und vom Abtastalgorithmus ausgelesen.

In den beiden Modulen *Visualisierung* und *Simulationoutput* werden die Ergebnisse aus der Simulation verwendet, um einerseits eine dreidimensionale Animation des Fahr Szenarios darzustellen und andererseits die Daten für die weitere Verwendung aufzuarbeiten, vgl. Abschnitt 3.3.

3.1.3 Fahrzeugmodelle

3.1.3.1 Lineares Einspurmodell

Das klassische lineare Einspurmodell geht auf die Arbeit von *Riekert* und *Schunck* aus dem Jahre 1940 zurück [RS40]. Das Modell beschränkt sich auf nur wenige aber wesentliche physikalische Parameter und gehört aufgrund seiner Einfachheit bis heute zu einem der meistangewandten Modelle zur Beschreibung der Gierraten- und Schwimmwinkeldynamik des Fahrzeugs. In der vorliegenden Arbeit dient das lineare ebene Einspurmodell als Grundlage für den Entwurf des *Horizontaldynamikreglers*, welcher im Abschnitt 4.3 vorgestellt wird. Für den Reglerentwurf wird eine Modellbeschreibung der Form

$$\dot{\mathbf{x}} = \mathbf{A}\mathbf{x} + \mathbf{B}\mathbf{u} \quad (3.4)$$

benötigt. Dabei beinhaltet der 2×1 -Zustandsvektor \mathbf{x} den Schwimmwinkel β und die Giergeschwindigkeit $\dot{\psi}$. Im 3×1 -Eingangsvektor \mathbf{u} werden die drei aktiven Stellgrößen zusammengefasst. Nach Abbildung 3.3 ist dies eine externe Querkraft an der Vorderachse $F_{y,v}^{ext}$ bzw. Hinterachse $F_{y,h}^{ext}$ sowie ein Giermoment um die Fahrzeughochachse M_z^{ext} .

$$\mathbf{x} = [\beta \quad \dot{\psi}]^T \quad (3.5)$$

$$\mathbf{u} = [F_{y,v}^{ext} \quad F_{y,h}^{ext} \quad M_z^{ext}]^T \quad (3.6)$$

Die Bestimmung der 2×2 -Systemmatrix \mathbf{A} beruht auf einer Reihe vereinfachender Annahmen. Es wird vorausgesetzt, dass die Geschwindigkeit des Fahrzeugschwerpunktes v längs seiner Bahnkurve konstant sei. Des Weiteren wird die Fahrzeugmasse m und das Trägheitsmoment J_z im Massenmittelpunkt SP zusammengefasst. Dieser befindet sich auf Fahrbahnhöhe was zur Folge hat, dass alle Nick- und Wankbewegungen vernachlässigt werden. Die Vorder- und Hinterräder werden achsweise zu jeweils einem Rad in der Spurmitte zusammengeführt. Die Reifennachläufe und die daraus resultierenden Rückstellmomente um die Hochachse der Reifen werden ebenfalls vernachlässigt. Beschränkt man die auftretenden Gier- und Schwimmwinkel auf kleine Werte, so gelten für die jeweiligen Winkel ϑ folgende Linearisierungen:

$$\cos \vartheta \approx 1 \quad \text{und} \quad \sin \vartheta \approx \tan \vartheta \approx \vartheta. \quad (3.7)$$

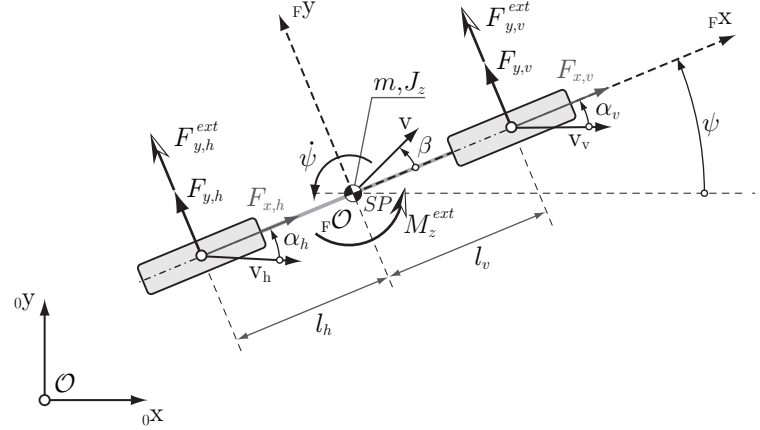


Abbildung 3.3: Eingprägte und externe Kräfte, kinematische und geometrische Größen am Einspurmodell für den Reglerentwurf

Auf Basis dieser Randbedingungen können die Systemmatrix \mathbf{A} und die Eingangsmatrix \mathbf{B} berechnet werden. Die Zustandsraumdarstellung in Gleichung (3.8) ist das Ergebnis der in Anhang A.2 gezeigten Herleitung und wird zur Beschreibung der Bewegung des erweiterten Einspurmodells im Zuge des Reglerentwurfs eingesetzt. Die notwendigen Parameter zur vollständigen Definition des dynamischen Systemverhaltens sind: die Fahrzeuglängsgeschwindigkeit v_x , die Fahrzeugmasse m , das Trägheitsmoment um die z -Achse J_z , die Abstände der Achsen zum Schwerpunkt l_v und l_h sowie die Summenquersteifigkeiten der Vorder- bzw. Hinterachse $c_{\alpha v}$ und $c_{\alpha h}$.

$$\underbrace{\begin{bmatrix} \ddot{\beta} \\ \ddot{\psi} \end{bmatrix}}_{\mathbf{\ddot{x}}} = \underbrace{\begin{bmatrix} -\frac{c_{\alpha v} + c_{\alpha h}}{m v_x} & \frac{-c_{\alpha v} l_v + c_{\alpha h} l_h}{m v_x^2} - 1 \\ \frac{-c_{\alpha v} l_v + c_{\alpha h} l_h}{J_z} & \frac{-c_{\alpha v} l_v^2 + c_{\alpha h} l_h^2}{J_z v_x} \end{bmatrix}}_{\mathbf{A}} \underbrace{\begin{bmatrix} \beta \\ \psi \end{bmatrix}}_{\mathbf{x}} + \underbrace{\begin{bmatrix} \frac{1}{m v_x} & \frac{1}{m v_x} & 0 \\ \frac{l_v}{J_z} & -\frac{l_h}{J_z} & \frac{1}{J_z} \end{bmatrix}}_{\mathbf{B}} \underbrace{\begin{bmatrix} F_{y,v} \\ F_{y,h} \\ M_z \end{bmatrix}}_{\mathbf{u}}^{ext} \quad (3.8)$$

Die getroffenen Vereinfachungen bezüglich der Approximation der Reifenkräfte schränken den Gültigkeitsbereich des linearen Einspurmodells auf Querschleunigungen bis ca. 4 m/s^2 ein [Hir09a]. Um dem entgegenzuwirken, wird

die in [LS08] beschriebene Methode zur Bestimmung von $c_{\alpha v}$ und $c_{\alpha h}$ angewandt. Dabei werden die Bewegungsgleichungen eines Einspurmodells mit dem Radlenkwinkel δ_R als Eingangsgröße derart umgeformt, dass die Summenquersteifigkeiten als Funktion des Lenkwinkels und der Geschwindigkeit bestimmt werden können. Die Anpassung setzt sich zum Ziel, dass das Einspurmodell in stationären Arbeitspunkten, welche durch eine Kombination einer Geschwindigkeit und eines Lenkwinkels definiert sind, idente Ausgangsgrößen hinsichtlich der Gierrate und des Schwimmwinkels wie ein nichtlineares Referenzmodell liefern. In dieser Arbeit werden die Referenzwerte $\dot{\psi}^{soll}$ und β^{soll} mit dem Vollfahrzeugmodell aus Abschnitt 3.1.3.2 berechnet. Mit Hilfe dieser Sollgrößen erfolgt die Bestimmung der gesuchten Parameter schließlich über folgende Zusammenhänge:

$$\begin{aligned}
 c_{\alpha v}(v_x(i), \delta_R(j)) &= \frac{l_h m v_x(i)^2 \dot{\psi}^{soll}(v_x(i), \delta_R(j)) (l_v + l_h)^{-1}}{\beta^{soll}(v_x(i), \delta_R(j)) v_x(i) + \dot{\psi}^{soll}(v_x(i), \delta_R(j)) l_v - \delta_R(j) v_x(i)} \\
 c_{\alpha h}(v_x(i), \delta_R(j)) &= \frac{l_v m v_x(i)^2 \dot{\psi}^{soll}(v_x(i), \delta_R(j)) (l_v + l_h)^{-1}}{\beta^{soll}(v_x(i), \delta_R(j)) v_x(i) - \dot{\psi}^{soll}(v_x(i), \delta_R(j)) l_h}
 \end{aligned} \tag{3.9}$$

mit $i = 1 \dots$ Anzahl der diskreten Geschwindigkeiten
 und $j = 1 \dots$ Anzahl der diskreten Radlenkwinkel.

Mit den in Tabellen hinterlegten Werten für die Summenquersteifigkeiten der Vorder- bzw. Hinterachse kann die Systemmatrix $\mathbf{A}(v_x, \delta_R)$ des Einspurmodells in Abhängigkeit des vorherrschenden Fahrzustandes, welcher über die Vorgabe der Fahrgeschwindigkeit und des Lenkwinkels definiert ist, bestimmt werden.

3.1.3.2 Nichtlineares Gesamtfahrzeugmodell

Das mechanische Schwingungssystem des in MOVES² implementierten Gesamtfahrzeugmodells ist in Abbildung 3.4 dargestellt. An dieser Stelle wird ein Überblick des Gesamtsystems gegeben, die Bewegungsgleichungen der beteiligten Körper sind im Anhang A.3 angeführt.

Der Fahrzeugaufbau ist als ausgedehnter starrer Körper modelliert und verfügt über drei translatorische Freiheitsgrade in ${}_F x$, ${}_F y$ und ${}_F z$ Richtung sowie über drei weitere rotatorische Freiheitsgrade ϕ , θ und ψ . Die Drehung des Aufbaus findet relativ zum horizontalen Referenzsystem ${}_H x$, ${}_H y$, ${}_H z$ ²³ um die Wank- WA

²³Die Definition der Fahrzeugkoordinatensysteme bezieht sich auf die Norm DIN 70000 [Nor94].
 Siehe auch Anhang A.1.

Die mathematischen Modelle zur Charakterisierung der nichtlinearen Kraftgesetze zwischen den Radmassen und dem Aufbau werden in [RNW10] detailliert beschrieben. Es handelt sich hierbei um weg- bzw. geschwindigkeitsabhängige Funktionen, deren Parameter an jene des Versuchsfahrzeugs angepasst wurden, vgl. Anhang B.1. Die Kraftschlussmechanismen zwischen Fahrbahn und Rädern werden mit einem Reifenmodell, welches in Anhang A.4 vorgestellt wird, beschrieben. Es besteht aus einem Vertikalmodell zur Abtastung der Fahrbahn und Berechnung der Normalkraft auf den Reifen und aus einem Horizontalmodell zur Bestimmung der lateralen und longitudinalen Kräfte sowie des Rückstellmoments um die Reifenhochachse.

Zur Überprüfung der Modellgüte wird das vorgestellte Fahrzeugmodell mit den Parametern des Referenzfahrzeugs gemäß Anhang B.1 bedatet. Eine Validierung findet anhand von Messdaten statt, die in Fahrversuchen mit dem Versuchsfahrzeug ermittelt wurden, vgl. Abbildung 3.5. Das Messobjekt ist dabei mit optischen Geschwindigkeitssensoren (Correvit S-400), einer dreidimensionalen Kreiselplattform, einem GPS²⁴, Beschleunigungssensoren am Aufbau und an den Rädern, einem Messlenkrad sowie mit einem Radvektorsystem zur Messung der Orientierung der Räder relativ zum Aufbau bestückt.

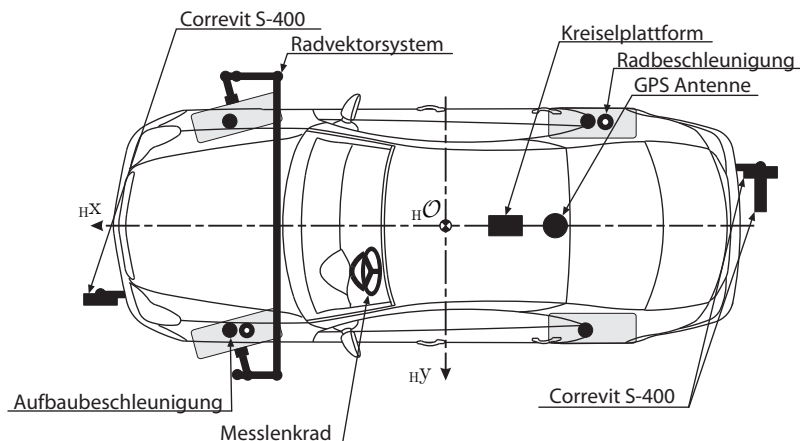


Abbildung 3.5: Überblick der eingesetzten Sensorik für die Validierungsfahrten, in Anlehnung an [Kol09]

Die Auswahl der Fahrmanöver orientiert sich an den verschiedenen Disziplinen der Fahrdynamik. Zur Überprüfung der stationären Eigenschaften wird das in der ISO 4138 [Nor84] genormte Manöver der stationären Kreisfahrt herangezogen. Dabei wird das Fahrzeug auf einer Kreisbahn mit konstantem Radius bei variierender Geschwindigkeit bewegt. Diese wird stufenweise von der nahezu fliehkraftfreien Fahrt mit geringer Geschwindigkeit bis zur maximal erreichbaren Querbeschleunigung gesteigert. Das dynamische Fahrzeugverhalten in horizontaler Richtung wird anhand von Manövern mit variabler Geschwindigkeit

²⁴Global Positioning System

und sinusförmigen Lenkwinkleingaben beurteilt. Komplettiert werden die Validierungsversuche durch eine Überfahrt eines deterministischen Hindernisses zur Überprüfung des vertikalen Schwingungsverhaltens.

Die Messfahrten für die stationäre Kreisfahrt werden auf einer ebenen Fahrbahn mit einem Radius von $R = 44\text{m}$ durchgeführt. Wie auch bei allen anderen Versuchen dienen die gefilterten Messdaten des Lenkradwinkels und der Geschwindigkeit als Eingabe für das Simulationsmodell. Dem Trajektorienverlauf in Abbildung 3.6 ist zu entnehmen, dass der befahrene Kreisradius mit zunehmender Querbeschleunigung zunimmt, was wiederum auf ein untersteuerndes Fahrverhalten schließen lässt. Die für Validierungszwecke dargestellten charakteristischen Fahrzeuggrößen werden als Funktion der Querbeschleunigung aufgetragen. Der Anstieg des Wankwinkels ϕ verläuft nahezu linear und beträgt bei einer Beschleunigung von 7.5m/s^2 in etwa 3.5° .

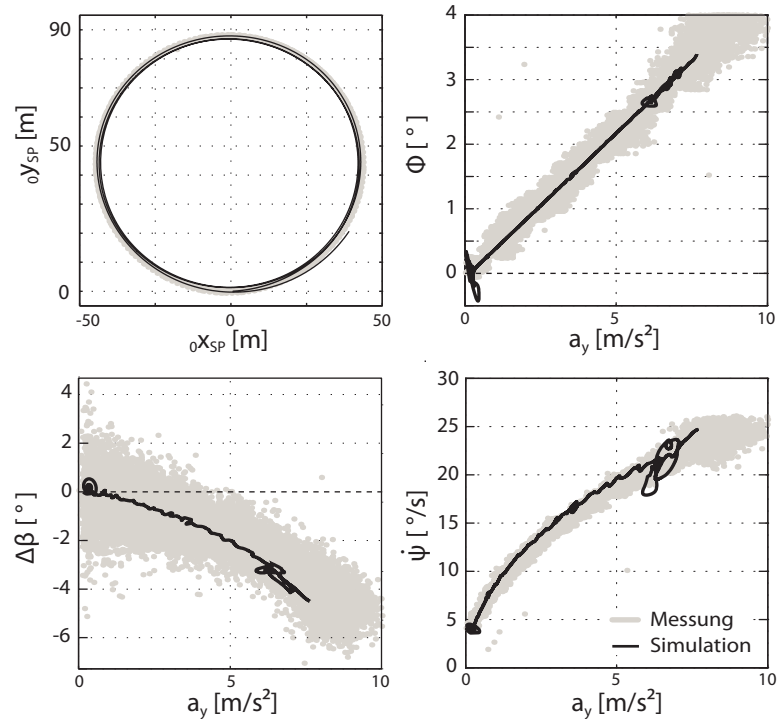


Abbildung 3.6: Validierungsergebnisse für den Wankwinkel ϕ , den Differenzschwimmwinkel $\Delta\beta$ und die Gierrate ψ im Manöver *Stationäre Kreisfahrt*

Der dargestellte Differenzschwimmwinkel $\Delta\beta$ wird mit dem optischen Geschwindigkeitssensor an der Hinterachse ermittelt. Der Schwimmwinkel im Fahrzeugschwerpunkt hat einen äquivalenten Verlauf, muss allerdings um den Grund-

schwimmwinkel β_0 korrigiert werden. Dieser kann aus der geometrischen Beziehung

$$\beta_0 = \frac{l_h}{R} \quad (3.10)$$

berechnet werden. Der Schwimmwinkel im Schwerpunkt wird nach folgender Gleichung berechnet:

$$\beta = \beta_0 + \Delta\beta. \quad (3.11)$$

Die Entwicklung der Gierrate zeigt einen typischen degressiven Verlauf. Für alle betrachteten fahrdynamischen Kenngrößen gilt, dass mit dem entwickelten Simulationsmodell die Ergebnisse aus den Messfahrten im gesamten Querschleunigungsbereich ausreichend genau wiedergeben werden können.

Die Gegenüberstellungen in Abbildung 3.7 zeigen das Verhalten des Schwimmwinkels und der Gierrate in einem hochdynamischen Manöver bei vorgegebenen Lenkradwinkel und Geschwindigkeitsverlauf. Die Fahrgeschwindigkeit verändert sich im Laufe der Zeit und liegt im Bereich zwischen 15 und 22 m/s. Der Lenkradwinkel wird zwischen $\pm 80^\circ$ variiert. Die Validierungsergebnisse weisen sowohl in der Amplitude als auch in der Phasenlage der untersuchten Größen eine gute Übereinstimmung auf.

Zur Überprüfung des vertikalen Schwingungsverhaltens des Aufbaus und der Räder wird das Fahrzeug mit einem deterministischen Signal angeregt. Das Hindernis setzt sich aus einer Schlagleiste und einem Schlagloch, welche unmittelbar aufeinander folgen, zusammen. Die Höhe bzw. Tiefe der Anregung beträgt jeweils 27 mm. Die Unebenheiten werden mit einer konstanten Geschwindigkeit von 12 m/s überfahren. In Abbildung 3.8 sind die Zeitverläufe der Aufbaubeschleunigung $\ddot{z}_{A,vl}$ und der Radbeschleunigung $\ddot{z}_{R,vl}$ am linken Vorderrad dargestellt.

Das Schwingungsmodell kann den Signalverlauf beider Messgrößen ausreichend gut abbilden. In [RNFD11] wird diesbezüglich gezeigt, dass die Qualität der erzielten Ergebnisse vor allem vom verwendeten Reifen- und Fahrbahnmodell, der vertikalen Motor- und Getriebschwingung sowie von der berücksichtigten gekoppelten Bewegung zwischen Vorder- und Hinterachse beeinflusst wird.

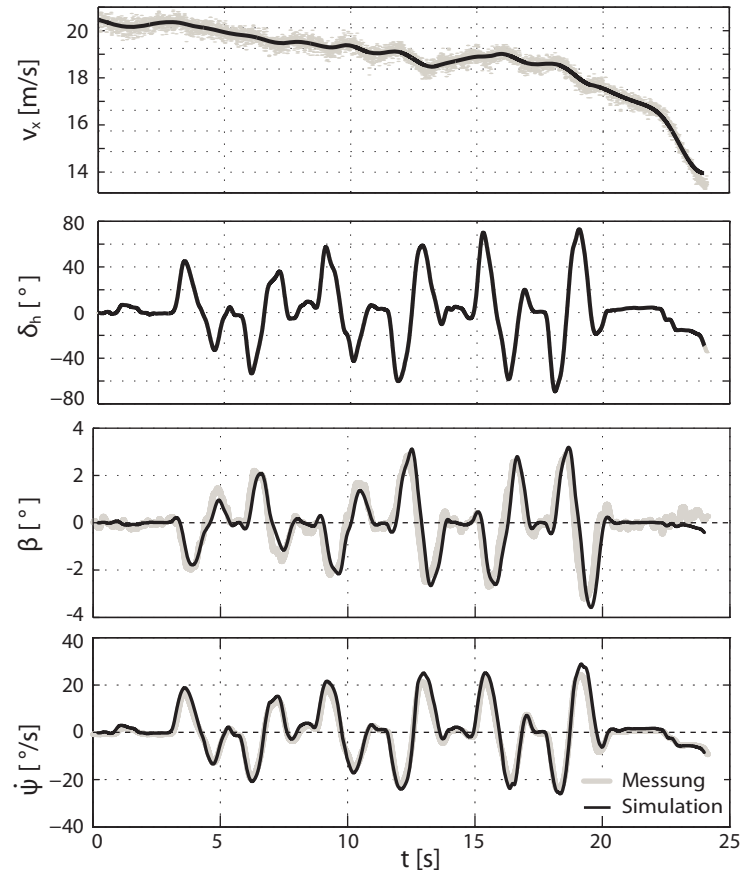


Abbildung 3.7: Validierungsergebnisse für den Schwimmwinkel β und die Gierrate $\dot{\psi}$ im transienten Manöver

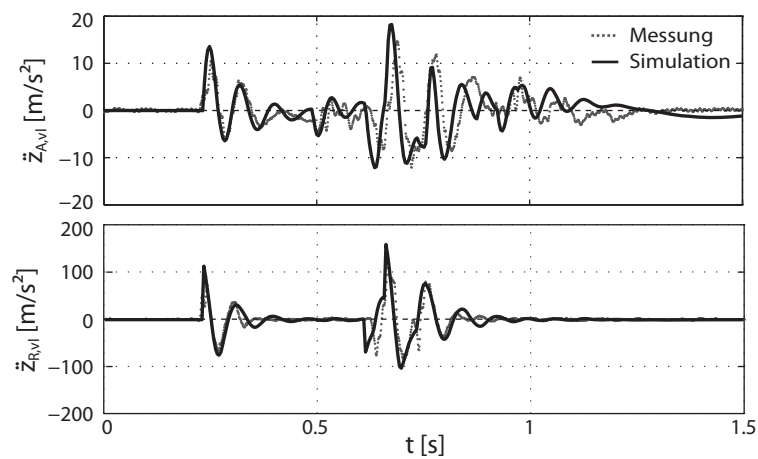


Abbildung 3.8: Validierungsergebnisse für die Aufbaubeschleunigung \ddot{z}_A und die Radbeschleunigung \ddot{z}_R am linken Vorderrad bei Überfahrt einer Schlagleiste gefolgt von einem Schlagloch

3.2 Beschreibung der eingesetzten Aktorik

Wie in Abschnitt 2.4 festgelegt wurde, wird in dieser Arbeit ein ECM bestehend aus einer elektromechanischen Einzelradlenkung und einem elektrisch betätigten Antriebs- und Bremssystem untersucht. Im Folgenden werden die entwickelten und eingesetzten Aktoren vorgestellt.

3.2.1 Steer-by-Wire-Einzelradlenkung

Mit der Einführung einer *Steer-by-Wire*-Einzelradlenkung werden alle mechanischen Verbindungen zwischen Lenkrad und Rad aufgelöst. Dies hat zur Folge, dass eine Reihe der bislang geltenden Anforderungen bezüglich der Auslegung der Achskinematik neu definiert werden müssen. Während bei konventionellen Systemen die Optimierung des Lenkkomforts ein wesentliches Entwicklungsziel darstellt, sind beim Einsatz der *by-wire*-Technologie vor allem die Forderung nach minimalen Energie- und Leistungsbedarf sowie die Vorgaben an den Bau- raum die dominierenden Entwicklungstreiber.

3.2.1.1 Konzeptbeschreibung

Abbildung 3.9 zeigt einen Schnitt mit schematischer Darstellung des Momentenflusses des im Rahmen dieser Arbeit entwickelten SbW-Aktors [Nie10, NR10b, MR10]. Der Elektromotor zur Erzeugung des Lenkmoments wird dabei in ein radführendes Federbein integriert. Das erzeugte Drehmoment wird über den Stator des Motors an dem modifizierten Domlager abgestützt. Auf der Abtriebsseite wird das Moment mittels eines Getriebes um das 50fache erhöht und an eine elastische Kupplung weitergeleitet. Die drehsteife Verbindung reduziert die Biegebeanspruchung auf das Getriebe und ähnelt in ihrer Konstruktion der einer Gelenkscheibe. Eine zentrale Rolle in der Konstruktion des Lenksystems nimmt die auf einer Kugelkeilwelle basierende Führungsvorrichtung ein. Sie hat einerseits die Aufgabe das Drehmoment möglichst drehsteif an das Dämpferrohr weiterzuleiten und andererseits eine reibungsarme translatorische Bewegung entlang der Aktorachse sicherzustellen. In Summe besitzt das SbW-Federbein somit gleich einem konventionellen *McPherson*-Federbein zwei Freiheitsgrade.

3.2.1.2 Modellbildung

Die mit der Aktorentwicklung verbundenen Herausforderungen reichen von der Ermittlung des Energiebedarfs über die Identifikation von Systemparametern wie z.B. der Verdrehsteifigkeit des Aktors, bis hin zur Analyse der Fahrdynamik. Zur Unterstützung des Entwicklungsprozesses des SbW-Aktors wird ein Simulationsmodell benötigt, welches in der Lage ist die auftretenden physikalischen Effekte wie beispielsweise die lastabhängige Reibung im Getriebe und im Dämpfer mit

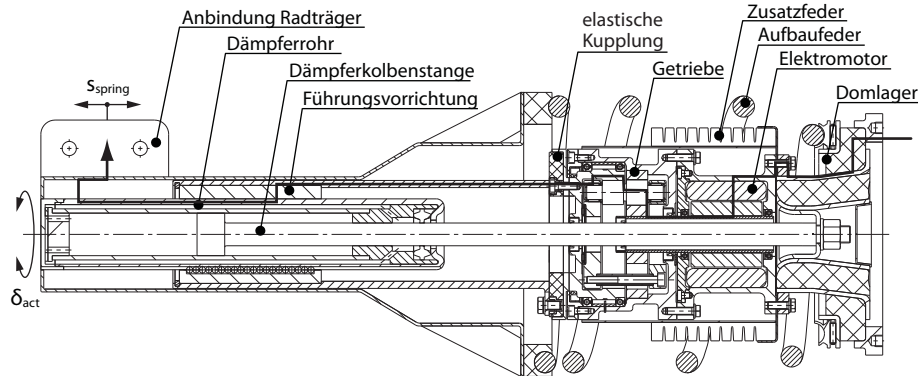


Abbildung 3.9: Schnittbild der elektromechanischen Einzelradlenkung mit eingezeichnetem Momentenfluss

ausreichender Genauigkeit abzubilden. Abbildung 3.10 zeigt eine schematische Darstellung des entwickelten Aktormodells. Die komplexen Zusammenhänge bezüglich des Einflusses der Achskinematik auf die Aktorbelastung erfordern spezielle Simulationsinstrumente, die sowohl die mechanischen als auch die elektrischen Komponenten in die Modellbildung einbeziehen. Das gezeigte Modell besteht aus den drei Modulen *Input-Output-Generierung*, *MKS-Kinematik* sowie dem *Aktor-Modell* und wird in die Simulationsumgebung Dymola[®] [Das11b] implementiert. Dymola[®] baut auf den objektorientierten Sprachstandard *Modelica* auf, welcher insbesondere für die Erzeugung komplexer Simulationsmodelle fachbereichsübergreifender naturwissenschaftlicher Domänen einwickelt wurde [Fri04, Til01]. Im Gegensatz zu rein signalorientierten Beschreibungssprachen weist *Modelica* u.a. folgende Vorteile auf:

- Die nicht kausale Modellbildung²⁵ erlaubt einen vielfältigen Einsatz von standardisierten physikalischen Modellbibliotheken.
- Mit Hilfe der sogenannten *Multidomain*-Modellierung können mechanische, elektrische, thermische, pneumatische und hydraulische Komponenten aneinander gekoppelt und simuliert werden.
- Die Programmiersprache ermöglicht die Entwicklung *hybrider* Modelle, welche aus einer Kombination von zeitkontinuierlichen und zeitdiskreten Systemen bestehen.

²⁵Im Unterschied zu kausalen Modellierungsansätzen dienen Fluss- und Potentialgrößen als Schnittstellen zwischen den Komponenten. Die Bestimmung der Systemgleichungen in Form gewöhnlichen Differentialgleichungen (ODEs) oder differential-algebraischen Gleichungen (DAEs) erfolgt im Gegensatz zu rein signalorientierten Beschreibungssprachen erst nach der Erzeugung der Modellstruktur womit die Modellbibliotheken flexibel eingesetzt werden können [Est11].

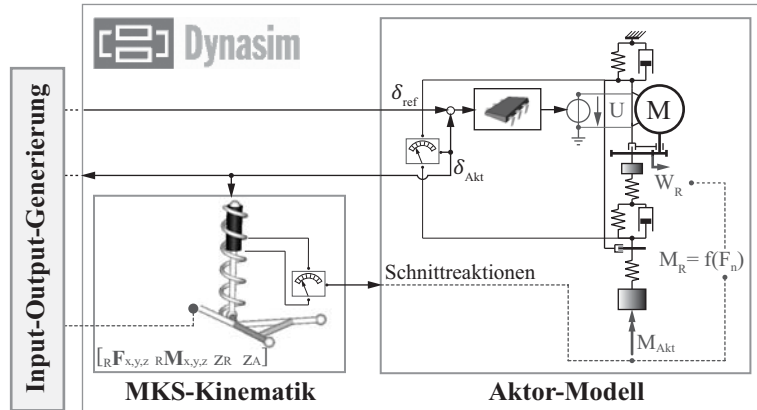
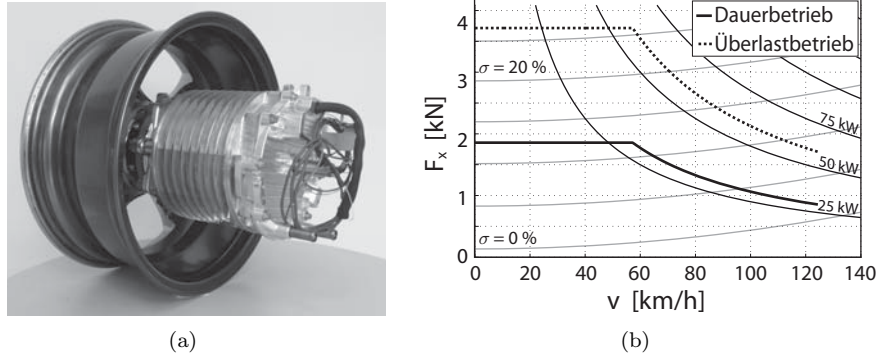


Abbildung 3.10: Schematische Darstellung des entwickelten Aktormodells in der Simulationsumgebung Dymola®

Im Block *Input-Output-Generierung* nach Abbildung 3.10, werden die für die Simulation notwendigen Eingänge und Ausgänge definiert. Neben dem aktuellen Referenzradlenkwinkel werden außerdem die Schnittkräfte und Momente an der Radnabe sowie die vertikale Bewegung des Rades und des Aufbaus übergeben. Diese Größen können sowohl offline, z.B. in Form von Messdaten, als auch online übergeben werden. Letztere Methode wird bei der im Kapitel 3.3 vorgestellten Co-Simulation mit dem Fahrzeugmodell angewandt. Im *MKS-Kinematik* Modul wird die Kinematik der Radaufhängung als mechanisches Mehrkörpersystem betrachtet. Die Fahrwerkskomponenten wie Lenker, Radträger, Federbein etc. werden als starre Körper modelliert und mit Gelenken aneinander gebunden. Mit Hilfe dieses Teilmodells können die auf das *Aktor-Modell* wirkenden Belastungen ermittelt werden. Neben dem Lenkmoment um die Drehachse M_{akt} wird auch die lastabhängige Dämpferreibung an der Kolbenstangenführung M_{RS} sowie am Dämpferkolben M_{RK} mit berücksichtigt. Das Aktormodul, welches zwischen Domlager und Radträger eingebaut ist, besitzt als abgeschlossenes Gesamtsystem einen Freiheitsgrad um dessen Drehachse. Neben den Modellen für den Elektromotor und das reibungsbehaftete Getriebe wird das dynamische Verhalten der einzelnen Komponenten nach Abbildung 3.9 im Wesentlichen durch Trägheiten, Steifigkeiten und Dämpfungen beschrieben.

3.2.2 Elektromechanischer Radnabenantrieb

Zur Erzeugung des geforderten Antriebsmoments wird entsprechend der derzeit häufigsten Anwendung eine permanenterregte Synchronmaschine mit vergrabenen Magneten eingesetzt. Das Maschinenmoment wird in einem nachgelagerten, koaxial angeordneten, zweistufigen Planetengetriebe mit einer Übersetzung von $i_G = 9.5$ angehoben und auf die Radnabe übertragen, vgl. Abbildung 3.11(a).

**Abbildung 3.11:** Elektromechanischer Radnabenantrieb

(a) Prototyp der Motor-Getriebe-Einheit, vgl. [Wil11], (b) Stationäres Fahrzustandskennfeld

Die Dimensionierung der Antriebsmotoren basiert im Wesentlichen auf den geforderten Fahrleistungen bezüglich Maximalgeschwindigkeit, Steigungsvermögen und Beschleunigungsvermögen [RNH11]. Abbildung 3.11(b) zeigt den Zugkraftbedarf sowie das Zugkraftangebot eines elektrisch betriebenen Pkw bei beschleunigungsfreier Fahrt als Funktion der Fahrgeschwindigkeit $F_x(v)$. Die als Scharparameter aufgetragenen Fahrwiderstände setzen sich aus den drei Anteilen: Rollwiderstand W_R , Luftwiderstand W_L und Steigungswiderstand W_S zusammen

$$F_x(v) = W_R(v) + W_L(v) + W_S(\varrho) \quad (3.12a)$$

$$\text{mit } W_R = F_z \cos(\varrho) a_R \text{ sign}(v) \quad (3.12b)$$

$$W_L = 0.5 C_D \rho_L A_{Proj} v|v| \quad (3.12c)$$

$$W_S = F_z \sin(\varrho). \quad (3.12d)$$

 a_R ... Rollwiderstandsbeiwert ρ_L ... Luftdichte F_z ... Fahrzeuggewichtskraft A_{Proj} ... Projizierte Frontfläche C_D ... Luftwiderstandsbeiwert ϱ ... Steigungswinkel

Die durchgezogene Linie charakterisiert die maximale Zugkraft einer Synchronmaschine für den Nennbetrieb, die Strichlinie jene für den Überlastbetrieb. Da der ununterbrochene Betrieb im Überlastbereich aufgrund der thermischen Zerstörungsgefahr auf wenige Minuten beschränkt ist [Wil11], muss gewährleistet werden, dass die Betriebspunkte, welche dauerhaft angefahren werden, auf jeden Fall im Nennbereich der Maschine liegen. Kurzzeitig auftretende Lastspitzen, wie beispielsweise beim Anfahren am Berg oder beim Eingriff für eine fahrdynamische Stabilisierung, können hingegen durch Überlastung des Motors abgedeckt werden. Das Verhältnis zwischen Maximalleistung P_{max} und Dauerleistung

P_{nenn} ist durch den Überlastfaktor OF^{26} definiert und wird hauptsächlich durch die vorherrschenden Kühlbedingungen begrenzt. In dieser Arbeit wird von einem OF von zwei ausgegangen

$$OF = \frac{P_{max}}{P_{nenn}} = 2. \quad (3.13)$$

Da die elektrische Maschine sowohl motorisch, generatorisch, vorwärts als auch rückwärts betrieben werden kann, erweitert sich der Betriebsbereich auf alle vier Quadranten des Kraft-Geschwindigkeit-Diagramms.

Mit Hilfe des in [RNH11] vorgestellten iterativen Algorithmus zur Synthese eines Elektromotors auf Basis definierter Fahranforderungen, werden die elektrischen Maschinen für die zwei Anwendungsfälle: Zweiradantrieb (2RA) und Vierradantrieb (4RA) ausgelegt. Die Ergebnisse der in [Roj12] durchgeführten Motorauslegung sind in Tabelle 3.1 zusammengefasst.

Tabelle 3.1: Auslegungspunkte der eingesetzten Radnabenmotoren

	Nennmoment	Nenndrehzahl	Nennleistung
Zweiradanwendung (2RA)	29.2 Nm	4843 U/min	14.8 kW
Vierradanwendung (4RA)	14.6 Nm	4916 U/min	7.5 kW

Die geforderten und die mit den ausgelegten Motoren effektiv erreichbaren Fahrleistungen für das Zielfahrzeug aus Anhang B.1 sind in Tabelle 3.2 dargestellt. Dabei wird davon ausgegangen, dass sowohl die Anforderungen an das Beschleunigungsvermögen als auch an das Steigungsvermögen im Überlastbetrieb der Maschinen abgedeckt werden können. Die Maximalgeschwindigkeit stellt hingegen einen permanenten Betriebspunkt dar, welcher im Dauerlastbereich der Maschine liegt.

²⁶Overload Factor

Tabelle 3.2: Zusammenfassung der geforderten und erreichten Fahrleistungen für das Zielfahrzeug mit Zweiradantrieb (2RA) und mit Vierradantrieb (4RA). „DL“ kennzeichnet den Dauerlastbetrieb und „ÜL“ den Überlastbetrieb.

Anforderungen	Betriebsmodus	Zielwert	2RA	4RA
Beschleunigungsvermögen [s]				
0 – 50 km/h	ÜL	7	6.1	6.2
0 – 100 km/h	ÜL	15	15	15
Elastizität [s]				
80 – 110 km/h	ÜL	12	7.3	7.2
Steigungsvermögen [%]				
ϱ_{max} bei $v = 10$ km/h	ÜL	25	25	25
Maximalgeschwindigkeit [km/h]				
v_{max} mit $\varrho = 0\%$	DL	130	130	130
v_{max} mit $\varrho = 4\%$	DL	90	99	101

3.3 Co-Simulationsumgebung

Mit Hilfe der Co-Simulation kann das entwickelte *Lenkaktor-Modell* in MOVES² eingebettet werden. In Dymola[®] werden dafür Werkzeuge zur Verfügung gestellt, die die Modellgleichungen in C-Code übersetzen, welcher wiederum in Simulink[®] eingebunden werden kann. Abbildung 3.12 zeigt den Informationsfluss bei der Durchführung einer Co-Simulation. Der Referenzradlenkwinkel δ_{ref} wird auf Basis des aktuellen Fahrzustands vom Fahrdynamikregler in MOVES² berechnet und an das Aktormodell übergeben. Des Weiteren werden die Schnittkräfte ${}_R F_{x,y,z}$ und Momente ${}_R M_{x,y,z}$ an der Radnabe als Eingangsgrößen für das *MKS-Kinematik*-Modul zur Verfügung gestellt. Der aktuelle Radlenkwinkel δ_{akt} stellt die Rückgabegröße vom Aktormodell an das Fahrzeugmodell dar.

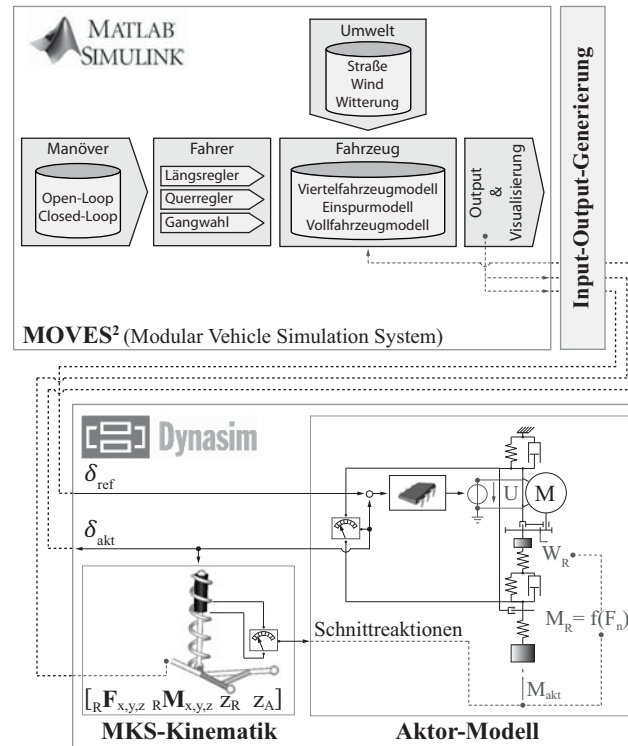


Abbildung 3.12: Koppelung des Fahrzeugmodells und des Aktormodells in einer Co-Simulationsumgebung

4

Entwurf der Fahrdynamikregelung

Dieser Abschnitt befasst sich mit dem Entwurf einer Fahrdynamikregelung zur Berechnung der Stellgrößen für die radindividuell eingreifenden Fahrdynamikregelsysteme. Einleitend werden die Herausforderungen im Hinblick auf die Regelung von so bezeichneten *überaktuierten* Fahrzeugen erläutert. Aufbauend auf eine Analyse der bislang eingesetzten Methoden zur Regelung derartiger Systeme, werden anschließend die Randbedingungen definiert und das in dieser Arbeit entwickelte Regelungskonzept vorgestellt. Nachfolgend wird die Vorgehensweise zur Bestimmung eines geeigneten Führungsgrößenvektors beschrieben. Zum Realisieren der gewünschten horizontalen Fahrzeugbewegung wird ein Horizontaldynamikregler entwickelt, der das Fahrzeug entlang den gewünschten Solltrajektorien führt. Im Hauptteil dieses Kapitels wird eine Methode vorgestellt, mit welcher die Stellgrößen in optimaler Weise auf die zur Verfügung stehenden Aktoren aufgeteilt werden. Die als Optimierungsproblem formulierte Allokationsstrategie liefert die Stellsignale für die einzelnen Aktoren, wobei sowohl Einschränkungen bezüglich der nichtlinearen Reifencharakteristiken als auch die Stellgrößenbeschränkungen der Aktoren einbezogen werden.

4.1 Einleitung

4.1.1 Problemstellung und Zielsetzung

Die Fahrdynamikregelung stellt ein effizientes Werkzeug zur Manipulation der Bewegungsgrößen eines Fahrzeugs, im Hinblick auf eine Verbesserung der

Komfort-, Stabilitäts- und Handlingeigenschaften dar. Im allgemeinen Fall stehen zur Beeinflussung der sechs Aufbaufreiheitsgrade in Summe zwölf Stellgrößen in Form von vertikalen, lateralen und longitudinalen Reifenkräften zur Verfügung. Da ein vierrädriges Fahrzeug einfach statisch unbestimmt ist, können von den vier vertikalen Reifenkräften jedoch nur drei voneinander unabhängig gesteuert werden. Damit verbleiben maximal elf Freiheitsgrade zur Regelung der Fahrzeugdynamik. Unter Berücksichtigung funktioneller, energetischer und technologischer Kriterien konnte mit Hilfe der in Abschnitt *Vorauswahl der Aktorik* vollzogenen Aktor-Synthese, ein individuell und unabhängig voneinander gelenktes, angetriebenes und gebremstes Fahrwerksmodul als besonders vorteilhaft identifiziert werden. Für diese spezielle Konfiguration reduziert sich der Vektor der verfügbaren Stellgrößen auf jeweils vier Radlenkwinkel δ_R und Radmomente M_y , womit alle Reifenkräfte in Quer- und Längsrichtung geregelt werden.

Aufgrund der kinematischen Koppelung der Längs-, Quer- und Vertikalbewegungen des Fahrzeugs, bietet der Eingriff in die Horizontalkräfte die Möglichkeit der indirekten Beeinflussung der drei Bewegungsgrößen der Vertikaldynamik²⁷. Da der Regelungseffekt in dieser Wirkrichtung relativ schwach ausgeprägt ist, vgl. Abschnitt 2.1, und unter Umständen in Konflikt mit den Regelzielen bezüglich der ebenen Fahrzeugführung stehen kann, wird diese Möglichkeit im Zuge des Reglerentwurfs jedoch nicht weiter verfolgt. Somit beschränkt sich der Vektor der zu regelnden fahrdynamischen Freiheitsgrade auf die drei Zustandsgrößen zur Beschreibung der horizontalen Fahrdynamik²⁸. Zusammenfassend verfügt das betrachtete System also über acht Stellgrößen denen lediglich drei Regelgrößen gegenüberstehen. Diese Redundanz der Stelleingriffe, welche in der Literatur häufig als *Überaktuierung* bezeichnet wird [Val03], hat zur Folge, dass das Regelziel auf verschieden Art und Weise erreicht werden kann.

Diese Freiheiten bilden die Grundlage einer wirkungsvollen Fahrdynamikregelung, stellen aber gleichzeitig eine Herausforderung im Hinblick auf den Entwurf der Regelung dar. Die Komplexität der Aufgabenstellung spiegelt sich in den unterschiedlichen Lösungsansätzen, welche im Laufe der letzten Jahrzehnte vorgestellt wurden, wider [Yam91, FA97, NSG02]. Insbesondere die Degradation der aktorischen Freiheitsgrade im Fehlerfall stellt im Zusammenhang mit der Berechnung und Aufteilung der Stellgrößen eine der zentralen Problemstellungen dar. Im überwiegenden Teil der zu diesem Thema veröffentlichten Untersuchungen basiert die Regelungsstrategie im *Fail-Safe*-Betrieb auf einer fest vorgegebenen Eingriffslogik, welche die Entscheidungsfindung mit den Ergebnissen einer Fahrsituationserkennung begründet [ISS02, DFD04].

Eine wesentliche Aufgabe der vorliegenden Arbeit besteht in der Erhebung der Anwendungspotentiale des entwickelten ECMs, vgl. Kapitel 2 und 3.2. Gleichzei-

²⁷Zu den drei Bewegungsgrößen der Vertikaldynamik zählen die beiden Drehungen um die Momentanachsen des Aufbaus, welche den Wank- und Nickfreiheitsgrad charakterisieren sowie die translatorische Bewegung des Aufbaus in vertikaler Richtung.

²⁸In dieser Arbeit werden hierfür der Schwimmwinkel, die Gierrate und die Fahrzeuglängsgeschwindigkeit herangezogen, siehe auch Abschnitt 2.2.

tig soll die Analyse nicht auf die aktorische Vollausrüstung²⁹ beschränkt werden, sondern einen Vergleich unterschiedlicher Fahrzeugkonfigurationen ermöglichen. Damit die Vielzahl an Systemvarianten und der damit verbundene Applikationsaufwand beherrscht werden kann, bedarf es einer Fahrdynamikregelung, welche mit einer festen Struktur und mit konstanten Reglereinstellungen auskommt. Das Regelungskonzept soll also die fahrdynamischen Anforderungen mit den aktuellen aktorischen Möglichkeiten verknüpfen, ohne dabei auf eine Fahrsituationserkennung angewiesen zu sein.

4.1.2 Konzept der Fahrdynamikregelung

Die Regelung von überaktuierten Systemen stellt zwar hinsichtlich automotiver Anwendungen technologisches Neuland dar. In anderen technischen Disziplinen wie beispielsweise in der Robotik oder in der Luftfahrt werden die diesbezüglichen Herausforderungen allerdings seit Jahrzehnten intensiv erforscht und bearbeitet [Tom00, Här04, MG04]. Mit dem Fortschritt im Bereich der Servoaktuatorik konnten bereits seit den 1950er Jahren die aufwändigen und schweren mechanischen Bauteile im Flugzeug schrittweise durch leichtere elektrische Systeme ersetzt werden. Die dadurch generierten Freiheitsgrade werden von der *Fly-by-wire*-Technologie zur Erhöhung der Manövrierfähigkeit und Entlastung der Piloten genutzt. Ein Algorithmus zur Regelung überaktuierter Systeme, der sowohl in der Luftfahrt als auch in der Robotik weite Verbreitung findet, basiert auf der optimalen Verteilung der Stellgrößen unter Berücksichtigung des aktuell zur Verfügung stehenden Stellbereichs der Aktoren [Dur93] (Im Englischen Sprachgebrauch spricht man von *Constrained Optimal Control Allocation*). Die Berechnung der Stellgrößen basiert auf der Lösung eines beschränkten Optimierungsproblems, welches zu definierten Zeitpunkten ausgewertet wird. Die Nebenbedingungen können dabei sowohl die Einschränkungen bezüglich der Aktorik als auch weitere physikalische Randbedingung beinhalten (z.B. Strömungsabriss beim Unterschreiten einer Mindestfluggeschwindigkeit bei vorgegebenen Anstellwinkel der Tragflächen).

Die ersten theoretischen Anwendungen dieser Regelungsalgorithmen im Bereich der Fahrdynamik gehen auf das Ende der 1990er Jahre zurück. Die zunächst auf den asiatischen Raum beschränkten Forschungsaktivitäten [HON99, HKY02], werden seit einigen Jahren auch in Europa und in Nordamerika aufgegriffen und weiter entwickelt [PBH04, Ore06, AB06, Kno08, JAJT10]. Aufgrund der vielversprechenden Anwendungsmöglichkeiten dieser Algorithmen wird in der vorliegenden Arbeit ein Regelungsansatz vorgestellt, welcher die horizontalen Reifenkräfte optimal im Hinblick auf vordefinierte Zielkriterien auf die einzelnen Räder verteilt. Dabei gelten folgende Annahmen und Randbedingungen:

²⁹Unter der aktorischen Vollausrüstung wird in Bezug auf die Ergebnisse in Abschnitt 2.4 ein Fahrzeug mit vier ECMs bezeichnet, welche allesamt über radindividuell eingreifende, elektrisch betätigte Antriebs-, Brems- und Lenksysteme verfügen.

- Die Echtzeitfähigkeit spielt hier eine untergeordnete Rolle, da die Fahrdynamikregelung in erster Linie für Analysezwecke und nicht für die Anwendung im Fahrzeug entwickelt wird.
- Es wird davon ausgegangen, dass die notwendigen fahrdynamischen Größen gemessen bzw. mit ausreichender Genauigkeit beobachtet werden können.
- Die technischen Restriktionen bezüglich der Stellgrößenbeschränkungen und der Stelldynamik der Aktoren sollen in der Simulation berücksichtigt werden.
- Aktorausfälle müssen vom System erkannt und in die Berechnung der Stellgrößen einbezogen werden.

Abbildung 4.1 zeigt die Struktur der Fahrdynamikregelung sowie die Einbettung in das Fahrer-Umwelt-Fahrzeug-System. Die Bestandteile der Fahrdynamikregelung werden in den nächsten Abschnitten schrittweise eingeführt und weiter vertieft.

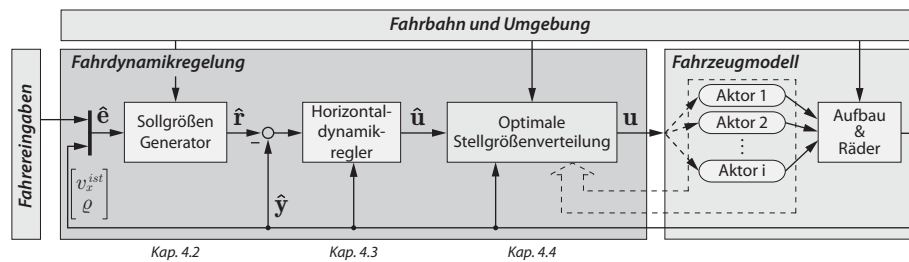


Abbildung 4.1: Konzept der Fahrdynamikregelung

4.2 Sollgrößengenerator

Die Generierung von geeigneten Sollgrößen stellt die erste Herausforderung im Rahmen der Auslegung der Fahrdynamikregelung dar. Die Komplexität der Aufgabe spiegelt sich in der großen Anzahl facheinschlägiger Publikationen, die im Laufe der letzten Jahre entstanden sind, wider [Ros09, Sta97, Web04, MSC07]. Die Schwierigkeit besteht darin, den aktuellen Fahrerwunsch, die Fahrsituation sowie die Umgebungsbedingungen richtig zu interpretieren und diese Information mit Hilfe mathematischer Werkzeuge in Referenzwerte für den bzw. die Folgeregler umzulegen. Dabei gilt es die Möglichkeiten der aktiven Fahrwerksysteme derart einzusetzen, dass sich eine für den Fahrer erlebbare Steigerung von Fahrkomfort, Fahrdynamik und Verkehrssicherheit einstellt [REH07].

Die zentrale Aufgabe des *Sollgrößengenerators*, vgl. Abbildung 4.2, ist die Bestimmung des Führungsgrößenvektors $\hat{\mathbf{f}}$ für den nachgelagerten Fahrdynamikregler. Die Auswahl der in $\hat{\mathbf{f}}$ zusammengefassten fahrdynamischen Zustandsgrößen

basiert auf den Erkenntnissen in der Literatur [Ore06, And07, Raj06]. Demnach erweist sich eine Kombination des Schwimmwinkels β , der Gierrate $\dot{\psi}$ und der Fahrzeuglängsgeschwindigkeit v_x als besonders vorteilhaft im Hinblick auf die Regelung der horizontalen Fahrdynamik. Der 3×1 -Sollgrößenvektor ergibt sich damit wie folgt:

$$\hat{\mathbf{r}} = [\beta^{soll} \quad \dot{\psi}^{soll} \quad v_x^{soll}]^T. \quad (4.1)$$

Die notwendigen Eingangsgrößen zur Beschreibung der vom Fahrer gewünschten Fahrzeugbewegung werden im 6×1 -Vektor $\hat{\mathbf{e}}$ zusammengefasst. Er beinhaltet den Lenkwinkel δ_h , die Stellung des Beschleunigungs- ν_B bzw. des Verzögerungspedals ν_V , den aktuellen Getriebeübersetzung i_G sowie die Information über die aktuelle Fahrgeschwindigkeit v_x^{ist} und den Steigungswinkel der Fahrbahn ϱ

$$\hat{\mathbf{e}} = [\delta_h \quad \nu_B \quad \nu_V \quad i_G \quad v_x^{ist} \quad \varrho]^T. \quad (4.2)$$

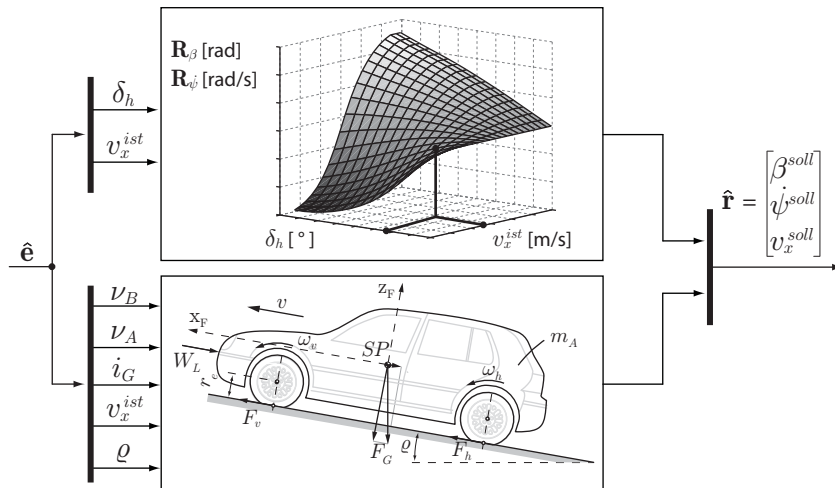


Abbildung 4.2: Bestimmung des Führungsgrößenvektors $\hat{\mathbf{r}}$

Die mathematische Beschreibung des Übertragungsverhaltens zur Bestimmung von $\hat{\mathbf{r}}$ auf Basis von $\hat{\mathbf{e}}$ kann auf unterschiedliche Weise erfolgen. Aufgrund der intuitiven Parametrierungsmöglichkeiten finden vor allem modellbasierte Verfahren große Verbreitung, z.B. [LS08, EZK⁺04]. Wie sich aus deren Namen ableiten lässt, werden bei diesen Ansätzen die gesuchten Sollgrößen mit Hilfe von Simulationsmodellen, sogenannten *Sollgrößenmodellen* ermittelt. Die Komplexität der eingesetzten Modelle reicht von einfachen linearen Modellen bis hin zu aufwändigen Mehrkörpersystemen.

Die Sollgrößengenerierung für die beiden querdynamischen Referenzgrößen β^{soll} und $\dot{\psi}^{soll}$ geschieht mit dem im Abschnitt 3.1.3.2 vorgestellten nichtlinearen Ge-

samtfahrzeugmodell. Mit Hilfe der Simulation werden die stationären Antworten der beiden Zustandsgrößen für Kombinationen des diskreten Lenkradwinkelvektors $\delta_h \in \mathbb{R}^i$ und des diskreten Geschwindigkeitsvektors $v_x \in \mathbb{R}^j$ bestimmt. Die Lösungen werden in den dreidimensionalen Kennfeldern $\hat{\mathbf{R}}_\beta$ und $\hat{\mathbf{R}}_\psi$, der Dimension $i \times j$ abgelegt. Zur Bestimmung der aktuellen Sollwerte erfolgt eine lineare Interpolation zwischen den Stützstellen bei vorgegebenem Lenkradwinkel und Fahrgeschwindigkeit

$$\beta^{soll}(\delta_h, v_x^{ist}) = f\left(\hat{\mathbf{R}}_\beta(\delta_h, v_x^{ist})\right) \quad (4.3a)$$

$$\dot{\psi}^{soll}(\delta_h, v_x^{ist}) = g\left(\hat{\mathbf{R}}_\psi(\delta_h, v_x^{ist})\right). \quad (4.3b)$$

Wie bereits eingangs erwähnt, kann über die Vorgabe von fahrdynamischen Sollgrößen das Fahrverhalten des geregelten Fahrzeugs dem eines Referenzfahrzeugs angeglichen werden. Die Berücksichtigung der Kundenanforderungen hinsichtlich diverser Fahrattribute wie z.B. sportlich oder komfortabel, kann durch geeignete Parametrierung des *Sollgrößenmodells* vorgenommen werden. In der Arbeit von *Rosinger* werden für eine intuitive Gestaltung des Referenzverhaltens die drei Werkzeuge: *Referenz-Parameter-Matrix*, *Fahrzeugsynthese* sowie die *Fahrverhaltenssynthese* vorgeschlagen [Ros09]. Da die Optimierung der Fahrdynamik hinsichtlich einer Steigerung des Kundennutzens nicht den Fokus der vorliegenden Arbeit darstellt, wird zur Bestimmung der Matrix $\hat{\mathbf{R}}_\beta$ und $\hat{\mathbf{R}}_\psi$ das *Sollgrößenmodell* mit den Werten aus Anhang B.1 parameterisiert.

Zur Berechnung der Sollgeschwindigkeit in Fahrzeuginnenrichtung v_x^{soll} wird die instationäre Form des Längsdynamikmodells aus Gleichung (3.12a) herangezogen

$$\dot{v}_x^{soll} = \frac{1}{m_{tot}^*} \left(\frac{M_{res}}{r_e} - W_R - W_L(v) - W_S(\varrho) \right). \quad (4.4)$$

Dabei kennzeichnet m_{tot}^* die verallgemeinerte Masse des Fahrzeugs, welche sich aus dem Produkt der Fahrzeugmasse und dem übersetzungsabhängigen Drehmassenfaktor λ ergibt [Hir09a]

$$m_{tot}^* = \lambda(i_G) m_{tot}. \quad (4.5)$$

Das resultierende Antriebs- bzw. Bremsmoment M_{res} kann aus den beiden Fahrervorgaben ν_B und ν_V ermittelt werden

$$M_{res} = f(\nu_B, \nu_V). \quad (4.6)$$

Die Sollgeschwindigkeit zum Zeitpunkt $(t + \Delta t)$ wird bei gegebener Integrations-schrittweite Δt über die Beziehung

$$v_x^{soll}(t + \Delta t) = v_x^{ist}(t) + \dot{v}_x^{soll}(t) \Delta t \quad (4.7)$$

bestimmt.

4.3 Entwurf des Horizontaldynamikreglers

Für die Realisierung der gewünschten horizontalen Fahrzeugbewegung wird ein Horizontaldynamikregler entwickelt, der den Ausgangsvektor $\hat{\mathbf{y}} = [\beta \ \dot{\psi} \ v_x]^T$ entlang gewünschter Solltrajektorien $\hat{\mathbf{r}}$ führt und stabilisiert. Die im 3×1 -Stellvektor $\hat{\mathbf{u}}$ zusammengefassten Größen charakterisieren eine Längskraft F_x^{SP} , eine Querkraft F_y^{SP} sowie ein Giermoment M_z^{SP} im Fahrzeugschwerpunkt

$$\hat{\mathbf{u}} = [F_x^{SP} \ F_y^{SP} \ M_z^{SP}]^T. \quad (4.8)$$

Die Aufteilung dieses *virtuellen* Kraftvektors auf die zur Verfügung stehenden Aktoren wird im nachfolgendem Modul *Optimale Stellgrößenverteilung* durchgeführt, vgl. Abschnitt 4.4. Die Aufgabe des Horizontaldynamikreglers besteht in der Minimierung der Regelabweichung

$$\Delta_e = \hat{\mathbf{r}} - \hat{\mathbf{y}} \quad (4.9)$$

und wird auf einen *Längsdynamikregler* und einen *Querdynamikregler* aufgeteilt, vgl. Abbildung 4.3.

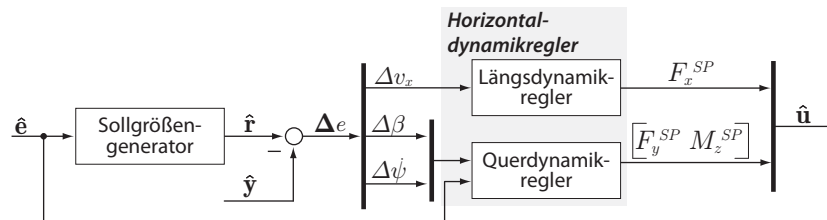


Abbildung 4.3: Aufbau und Komponenten des Horizontaldynamikreglers

4.3.1 Längsdynamikregler

Im *Längsdynamikregler* wird die aktuelle Abweichung der Fahrzeuglängsgeschwindigkeit vom Fahrerwunsch berechnet und einem PI-Regler mit konstanten Parametern K_p und K_i zugeführt. Die begrenzte Stellgröße des Reglers kann vorzeichenabhängig als Beschleunigungs- bzw. Verzögerungswunsch interpretiert werden. Durch eine lineare Verstärkung K des Reglerausgangs kann auf die geforderte Zugkraft im Fahrzeugschwerpunkt F_x^{SP} geschlossen werden. Aufgrund

von Einschränkungen des Stellbereichs der Antriebsmotoren wird bei längerer Verweildauer im Sättigungsbereich der Integralanteil des Längsreglers weiter anwachsen, was zu einer Verschlechterung des Regelverhaltens führen kann [HD04]. Aus diesem Grund wird eine *Anti-WindUp*-Maßnahme getroffen, indem die Differenz aus der Reglerausgangsgröße und dem beschränkten Signal gebildet und an den Integratoreingang zurückgeführt wird.

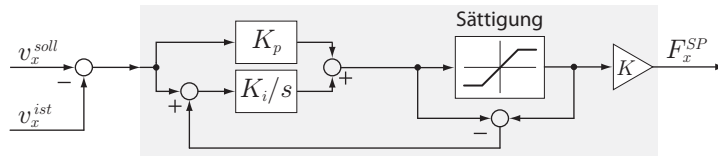


Abbildung 4.4: Anti-Windup-Maßnahme für den Längsdynamikregler

4.3.2 Querdynamikregler

Das Ziel des *Querdynamikreglers* besteht in der Berechnung der globalen Seitenkraft F_y^{SP} sowie des globalen Giermoments M_z^{SP} , sodass die Abweichung von den vorgegebenen Sollgrößen $\hat{\mathbf{r}}$ minimal wird. Der 2×1 -Stellvektor der querdynamischen Größen $\hat{\mathbf{u}}_Q$ setzt sich aus einem Steuerungsanteil $\hat{\mathbf{u}}_{Q,S}$ und einem Regelungsanteil $\hat{\mathbf{u}}_{Q,R}$ zusammen

$$\hat{\mathbf{u}}_Q = [F_y^{SP} \quad M_z^{SP}]^T = \hat{\mathbf{u}}_{Q,S} + \hat{\mathbf{u}}_{Q,R}. \quad (4.10)$$

Die Struktur der Querdynamikregelung ist in Abbildung 4.5 dargestellt.

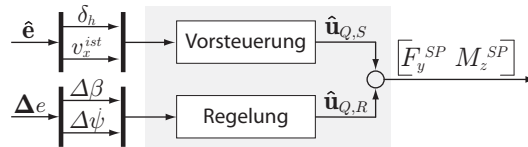


Abbildung 4.5: Struktur der Querdynamikregelung

4.3.2.1 Berechnung der Steuerung $\hat{\mathbf{u}}_{Q,S}$

Zur Verbesserung des Führungsverhaltens wird der Standardregelkreis um eine *Vorsteuerung* erweitert, vgl. Abbildung 4.5. Das Ziel der Steuerkette besteht in der Berechnung einer Stellgröße

$$\hat{\mathbf{u}}_{Q,S} = [F_{y,S}^{SP} \quad M_{z,S}^{SP}]^T, \quad (4.11)$$

welche das Fahrzeug bei vorgegebenen Werten für die Fahrgeschwindigkeit und den Lenkradwinkel in einen stationären Zustand überführt. Das ist dann der Fall, wenn die Differenz zwischen dem Führungsgrößenvektor $\hat{\mathbf{r}}$ und dem Vektor der Ausgangsgrößen $\hat{\mathbf{y}}$ minimal wird.

Die modellbasierte Bestimmung der Steuergrößen erfolgt wiederum mit dem aus Abschnitt 4.2 bekannten *Sollgrößenmodell*, welches für diese Anwendung um die zwei Eingangsgrößen $\hat{\mathbf{u}}_{Q,S}$ erweitert wird. Eine mögliche Vorgehensweise zur Bestimmung der Steuerkennfelder besteht nach [RHELS08] in der Formulierung einer nichtlinearen Optimierungsaufgabe in der folgenden Form

$$\min_{\hat{\mathbf{u}}_{Q,S}} J(\hat{\mathbf{r}}, \hat{\mathbf{y}}). \quad (4.12)$$

Die Zielfunktion J wird dabei aus der Summe des stationären Schwimmwinkelfehlers und des stationären Gierratenfehlers ermittelt

$$J(i, j) = g_1 \left| \beta^{ist}(\delta_h(i), v_x(j)) - \beta^{soll}(\delta_h(i), v_x(j)) \right|^2 + g_2 \left| \psi^{ist}(\delta_h(i), v_x(j)) - \psi^{soll}(\delta_h(i), v_x(j)) \right|^2. \quad (4.13)$$

In Gleichung (4.13) kennzeichnen g_1 und g_2 nichtnegative Faktoren, mit denen die Optimierungskriterien auf gleiche Größenordnung gebracht werden. Die Lösung dieses Optimierungsproblems wird für Kombinationen des diskreten Lenkradwinkelvektors $\delta_h \in \mathbb{R}^i$ und des diskreten Geschwindigkeitsvektors $v_x \in \mathbb{R}^j$ bestimmt. Die gefundenen Stellgrößen $\hat{\mathbf{u}}_{Q,S}(i, j)$ werden in den dreidimensionalen Steuerungskennfeldern $\hat{\mathbf{U}}_{F_y}$ und $\hat{\mathbf{U}}_{M_z}$ der Dimension $i \times j$ abgelegt. Zur Bestimmung der aktuellen Vorsteuerung erfolgt eine lineare Interpolation zwischen den Stützstellen bei vorgegebenem Lenkradwinkel und Fahrgeschwindigkeit

$$\hat{\mathbf{u}}_{Q,S}(\delta_h, v_x^{ist}) = \begin{bmatrix} \hat{\mathbf{U}}_{F_y}(\delta_h, v_x^{ist}) \\ \hat{\mathbf{U}}_{M_z}(\delta_h, v_x^{ist}) \end{bmatrix}. \quad (4.14)$$

4.3.2.2 Berechnung der Regelgrößen $\hat{\mathbf{u}}_{Q,R}$

Zusätzlich zur bereits vorgestellten Steuerung findet eine Rückkoppelung der Zustandsgrößen statt, die dafür sorgt, dass Störungen und die Wirkung von Modellsicherheiten ausgeglichen werden können. Das für eine feste Geschwindigkeit lineare und zeitinvariante Einspurmodell nach Gleichung (3.8) wird als Grundlage für den Reglerentwurf herangezogen. Unter der Annahme, dass die beiden Zustandsgrößen β und $\dot{\psi}$ messtechnisch erfassbar sind bzw. mit ausreichender Genauigkeit beobachtet werden können, kann zur Berechnung der Stellgröße $\hat{\mathbf{u}}_{Q,R}$ ein Zustandsregler eingesetzt werden [HD04]. Da nicht der Zustandsvektor

\mathbf{x} sondern der 2×1 -Regelfehler $\Delta_{eq}(t) = [\Delta\beta \ \Delta\psi]^T$ die zu kompensierende Zustandsgröße darstellt, muss das lineare Zustandsraummodell aus Gleichung (3.8) umformuliert werden. Nach einigen Zwischenschritten kann folgende lineare Systemdarstellung des Regelfehlers gefunden werden, vgl. [Ros09]:

$$\dot{\Delta}_{eq} = \mathbf{A}(v_x, \delta_R) \Delta_{eq} + \mathbf{B}\bar{\mathbf{u}}. \quad (4.15)$$

Das Bildungsgesetz für $\bar{\mathbf{u}}$ wird wie folgt formuliert:

$$\bar{\mathbf{u}}(t) = \begin{bmatrix} F_{y,v} \\ F_{y,h} \\ M_z \end{bmatrix}^{ext} = -\mathbf{K} \Delta_{eq}(t). \quad (4.16)$$

Wie aus Gleichung (4.16) zu sehen ist, weist der Regler ein proportionales Verhalten auf. Die zur Zeit t im Regler berechnete Stellgröße ist nur vom Systemzustand $\Delta_{eq}(t)$ zur selben Zeit sowie von der konstanten Reglermatrix \mathbf{K} abhängig. Zur Berechnung von \mathbf{K} können verschiedenste Methoden der Regelungstechnik angewandt werden, vgl. z.B. [Lun08]. Bei vielen Entwurfsverfahren werden die Reglerparameter derart gewählt, dass gewisse Zielvorgaben bezüglich einzelner Kenngrößen wie Überschwingweite, Bandbreite oder Resonanzüberhöhung erfüllt werden. Beziehen sich die Güteanforderungen jedoch auf den gesamten Verlauf der Stell- und Regelgrößen werden sie häufig in ein quadratisches Gütefunktional J_q zusammengefasst [Unb07]. Bei Mehrgrößensystemen kann dieses wie folgt definiert werden

$$J_q = \int_0^{\infty} (\Delta_{eq}^T(t) \mathbf{Q} \Delta_{eq}(t) + \bar{\mathbf{u}}^T(t) \mathbf{R} \bar{\mathbf{u}}(t)) dt. \quad (4.17)$$

Das Ziel des Reglerentwurfs besteht in der Ermittlung einer Matrix \mathbf{K} , sodass ein optimaler Stellvektor $\mathbf{u}_{opt} = -\mathbf{K} \Delta_{eq}(t)$ das System vom Anfangszustand $\Delta_{eq}(t_0)$ derart in die Ruhelage überführt, dass das quadratische Gütemaß nach Gleichung (4.17) minimal wird. Die symmetrische und positiv semidefinite Matrix \mathbf{Q} bewertet den Verlauf der Regelgröße im Zeitintervall $0 \leq t \leq \infty$. Die ebenfalls symmetrische aber positiv definite Matrix \mathbf{R} bewertet den Verlauf der Stellgröße im selben Zeitintervall. Durch die Minimierung von J_q wird ein Kompromiss zwischen verlaufs- und verbrauchsoptimalem Verhalten realisiert, welcher über die Wahl der beiden Gewichtungsmatrizen beeinflusst werden kann. Wie in der Literatur gezeigt wird, vgl. z.B. [FR94], kann unter Voraussetzung einer vollständig steuerbaren Regelstrecke die Lösung des Optimierungsproblems

$$\min_{\mathbf{K}} J_q \quad (4.18)$$

durch die Zustandsrückführung nach Gleichung (4.16) mit

$$\mathbf{K} = \mathbf{R}^{-1}\mathbf{B}^T\mathbf{P} \quad (4.19)$$

gefunden werden. Dabei kennzeichnet die noch unbekannt Matrix \mathbf{P} die symmetrische, positiv definite Lösung der algebraischen Matrix-Riccati-Gleichung

$$\mathbf{A}^T\mathbf{P} + \mathbf{P}\mathbf{A} - \mathbf{P}\mathbf{B}\mathbf{R}^{-1}\mathbf{B}^T\mathbf{P} + \mathbf{Q} = \mathbf{0}, \quad (4.20)$$

welche mit Hilfe effizienter Rechenalgorithmen gefunden werden kann, z.B. [Mat11a]. Die letzte Hürde für die Anwendung des Optimalreglerentwurfs zur Lösung der Regelungsaufgabe besteht in der geeigneten Wahl der beiden Wichtungsmatrizen \mathbf{Q} und \mathbf{R} . Aufgrund der unüberschaubaren Anzahl an Freiheitsgraden werden in [Lun08] einige Richtlinien aufgestellt, mit welchen die gesuchten Matrizen auf systematische Weise bestimmt werden können. Für die Gewichtung der Zustandsgrößen wird eine Diagonalmatrix mit positiven Diagonalelementen $g > 0$ wie folgt definiert:

$$\mathbf{Q} = \begin{bmatrix} g_{\Delta\beta} & 0 \\ 0 & g_{\Delta\dot{\psi}} \end{bmatrix}. \quad (4.21)$$

Über das Verhältnis der beiden Gewichtungskoeffizienten kann eine Priorisierung der Fahrstabilität oder der Handlingeigenschaften vorgenommen werden. Dabei ist zu beachten, dass aufgrund der unterschiedlichen Größenordnungen der Zustandsgrößen zunächst eine Normalisierung durchgeführt werden muss.

Für die Gewichtungsmatrix der Steuergrößen \mathbf{R} wird ebenfalls eine Diagonalform mit positiven Diagonalelementen gewählt:

$$\mathbf{R} = \begin{bmatrix} g_{F_{y,v}} & 0 & 0 \\ 0 & g_{F_{y,h}} & 0 \\ 0 & 0 & g_{M_{z,h}} \end{bmatrix}. \quad (4.22)$$

Da die gewählten Stellgrößen keinen direkten physikalischen Bezug zu den realen Aktoren haben, ist eine intuitive Begrenzung der Stellgrößen über die Gewichtungskoeffizienten nicht möglich. Die Bestimmung derselben erfolgt aus diesem Grund in einem iterativen Prozess, wobei anhand von Simulationsergebnissen des geschlossenen Regelkreises die maximalen Amplituden der Stellgrößen bewertet werden.

Der Ausgang des optimalen Zustandsreglers $\bar{\mathbf{u}}$ liefert die notwendigen Querkräfte an der Vorder- bzw. Hinterachse sowie ein Giermoment um die Fahrzeughochachse. Der gesuchte 2×1 -Stellvektor $\hat{\mathbf{u}}_{Q,R}$ kann aus diesen Größen über folgende Zusammenhänge bestimmt werden:

$$\hat{\mathbf{u}}_{Q,R} = \begin{bmatrix} \bar{\mathbf{u}}(1) + \bar{\mathbf{u}}(2) \\ l_v \bar{\mathbf{u}}(1) - l_h \bar{\mathbf{u}}(2) + \bar{\mathbf{u}}(3) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} F_{y,R}^{SP} \\ M_{z,R}^{SP} \end{bmatrix}. \quad (4.23)$$

4.4 Optimale Stellgrößenverteilung

Wie im Kapitel 4.1 erläutert wird, verfügt die betrachtete Regelstrecke über eine variable Anzahl von Stellgrößen. In den folgenden Abschnitten wird ein Algorithmus vorgestellt, der die Aufteilung des vom Horizontaldynamikregler berechneten Stellvektors $\hat{\mathbf{u}}$ auf die verfügbaren Aktoren vornimmt. Entscheidend für ein gutes Regelverhalten ist die Generierung von realistischen und umsetzbaren Stellbefehlen. Aus diesem Grund müssen sowohl Einschränkungen bezüglich des Stellbereichs und der Dynamik der Aktoren als auch hinsichtlich des Haftungspotentials zwischen Fahrbahn und Reifen berücksichtigt werden. Die Verteilungsaufgabe wird als Optimierungsproblem

$$\min_{\mathbf{f}} \mathbf{q}(\mathbf{f}) = \frac{1}{2} \mathbf{f}^T \mathbf{H} \mathbf{f} + \mathbf{s}^T \mathbf{f} \quad (4.24)$$

unter Beachtung der Nebenbedingungen in Form von

$$\mathbf{N} \mathbf{f} \leq \mathbf{b} \quad (4.25)$$

formuliert und zu diskreten Zeitschritten $\Delta t = 0.05$ s gelöst. Es handelt sich hierbei um eine Optimierungsaufgabe, bei welcher eine quadratische Funktion der Optimierungsvariablen, die sogenannte Zielfunktion $\mathbf{q}(\mathbf{f})$, unter Berücksichtigung linearer Nebenbedingungen minimiert wird. In der Literatur werden derartige Ansätze unter der Bezeichnung *Quadratische Programmierung* zusammengefasst [Fle87]. Der 8×1 -Vektor \mathbf{f} beinhaltet die Längs- und Querkräfte der Reifen dargestellt im Koordinatensystem ${}_H\mathcal{O}$ ³⁰

$$\mathbf{f} = {}_H [F_{x,vl} \quad F_{y,vl} \quad \dots \quad F_{x,hr} \quad F_{y,hr}]^T. \quad (4.26)$$

Die Berechnung des 8×1 -Stellvektors \mathbf{u} , welcher die Lenkwinkel und die Antriebs- bzw. Bremsmomente an den vier Rädern zusammenfasst

$$\mathbf{u} = {}_C [\delta_{vl} \quad \dots \quad \delta_{hr} \quad M_{y,vl} \quad \dots \quad M_{y,hr}]^T, \quad (4.27)$$

erfolgt schließlich mit Hilfe eines inversen Reifen- und Lenkungsmodells. Abbildung 4.6 zeigt den schematischen Aufbau der *Optimalen Stellgrößenverteilung* sowie deren Einbettung in die Fahrdynamikregelung. Die Elemente der Hessematrix \mathbf{H} und der Matrix der linearen Reifen- und Aktornebenbedingungen \mathbf{N} werden in den nächsten Abschnitten schrittweise eingeführt und weiter vertieft.

³⁰Es handelt sich hierbei um das horizontalisierte Fahrzeug-Referenzsystem. Die ${}_H z$ -Achse steht parallel zur ${}_0 z$ -Achse und die ${}_H x$ -Achse zeigt in Richtung der Fahrzeuglängsachse, vgl. Anhang A.1 und Abbildung 3.4.

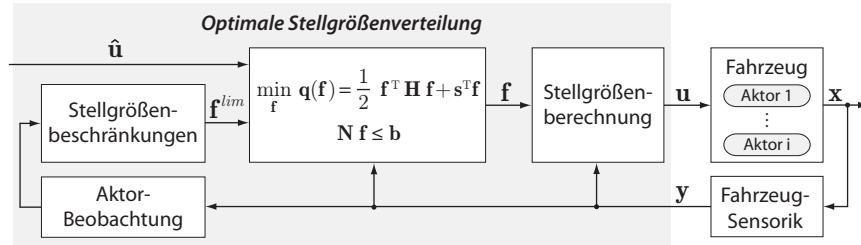


Abbildung 4.6: Schematischer Flussplan der *Optimalen Stellgrößenverteilung* zur Berechnung der Aktor-Stellgrößen \mathbf{u}

4.4.1 Formulierung der Zielfunktion

Die Aufgabe bei der Definition der Zielfunktion $\mathbf{q}(\mathbf{f})$ besteht darin, die geforderten Optimierungsziele derart mathematisch zu beschreiben, dass sie in die Standardform nach Gleichung (4.24) übergeführt werden können. Die primäre Zielsetzung der *Optimalen Stellgrößenverteilung* ist die Sollwertfolge bezüglich der vom Horizontaldynamikregler vorgegebenen Führungsgrößen $\hat{\mathbf{u}}$. Um diese Forderung einzuhalten, muss das Gleichungssystem (4.28) bestmöglich erfüllt sein

$$\underbrace{\begin{bmatrix} 1 & 0 & 1 & 0 & 1 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 1 & 0 & 1 & 0 & 1 \\ -s_v & l_v & s_v & l_v & -s_h & -l_h & s_h & -l_h \end{bmatrix}}_{\mathbf{G}} \underbrace{\begin{bmatrix} F_{x,vl} \\ F_{y,vl} \\ \vdots \\ F_{x,hr} \\ F_{y,hr} \end{bmatrix}}_{\mathbf{f}} = \underbrace{\begin{bmatrix} F_x \\ F_y \\ M_z \end{bmatrix}}_{\hat{\mathbf{u}}}^{SP}. \quad (4.28)$$

Wie leicht zu erkennen ist, beschreibt das lineare Gleichungssystem $\mathbf{G}\mathbf{f} = \hat{\mathbf{u}}$ die Kräftebilanz in Längs- bzw. Querrichtung sowie die Momentenbilanz um die Hochachse des Fahrzeugs. Die Geometriegrößen in der Matrix \mathbf{G} kennzeichnen dabei die Spurweiten der Vorder- und Hinterachse (s_v, s_h) sowie die Achsabstände zum Schwerpunkt (l_v, l_h).

Da die eindeutige Lösung von (4.28) nicht garantiert werden kann (z.B. bei plötzlichen Änderungen der Fahrbahnbeschaffenheit), ist es zweckmässig, die Forderung der Sollwertfolge als Minimierungsproblem zu formulieren. Eine beliebte Methode zur Beschreibung derartiger Problemstellungen ist die Minimierung der Summe der Fehlerquadrate³¹. Die zu minimierende Funktion $\mathbf{e}(\mathbf{f})$ berechnet sich aus der Summe der quadrierten Differenzen zwischen den Werten von $\mathbf{G}\mathbf{f}$ und $\hat{\mathbf{u}}$

³¹Im englischen Sprachgebrauch spricht man in diesem Zusammenhang von der *Method of Least Squares*

$$\min_{\mathbf{f}} e(\mathbf{f}) = \|\mathbf{G}\mathbf{f} - \hat{\mathbf{u}}\|_2^2. \quad (4.29)$$

Das unterbestimmte Gleichungssystem (4.28) verfügt über acht Stellgrößen denen lediglich drei zu erfüllenden Gleichungsbedingungen gegenüberstehen. Demnach existiert eine unendlich große Anzahl an möglichen Stellvektoren für die Realisierung eines vorgegeben Vektors der Führungsgröße. Durch die Erweiterung der Zielfunktion um zusätzliche Kostenfunktionen ist es möglich, diese Freiheitsgrade zur gezielten Steuerung der optimalen Lösungsfindung zu nutzen. Im Folgenden werden diesbezüglich einige praktikable Ansätze, wie sie in der Literatur vorgeschlagen werden, angeführt:

- In [Ore05, MA05, Abe11] wird eine Erhöhung der Sicherheitsreserve durch Minimierung der Kraftschlussausnutzung an allen vier Rädern vorgeschlagen. Das Ziel dieser Strategien besteht darin, den Quotienten aus der horizontalen Reifenkraft und der maximal übertragbaren Reifenkraft zu minimieren.
- In [JW08, JA08] werden die Reifenkräfte gleichmäßig auf alle vier Räder verteilt, sodass sowohl der Energiebedarf als auch die Aktorleistung und der Reifenverschleiß reduziert werden können.
- *Rosenberger* et al. nutzen die Kostenfunktionen zur Maximierung der Drehmomentendynamik eines hybriden Bremssystems hinsichtlich einer Verkürzung des Anhalteweges [RKK11]. Dabei wird über einen Gewichtungsfaktor die Veränderung der Stellgröße gegenüber dem vorangegangenen Zeitschritt und damit die Stellgrößendynamik bestraft.
- Die Steigerung des Rekuperationspotentials eines elektrisch betriebenen Fahrzeugs in unkritischen Fahrsituationen steht im Fokus der Allokationsstrategie wie sie in [KPK10] beschrieben wird. Durch die geeignete Wahl der Kostenfunktionen wird die elektrifizierte Achse gegenüber der hydraulisch gebremsten Achse stärker gebremst, wodurch wiederum mehr Energie in die Batterie gespeichert werden kann.
- *Gerard* und *Verhaegen* streben in [GV09] durch Minimierung der maximal auftretenden horizontalen Reifenkraft eine Reduktion des Reifenverschleißes an.

Die aktorischen Möglichkeiten zur Beeinflussung der Fahrdynamik werden in der vorliegenden Arbeit hauptsächlich hinsichtlich einer Steigerung der Fahrsicherheit und der Fahrstabilität in kritischen Fahrsituationen genutzt, vgl. Kapitel 5 und Kapitel 6. Vor diesem Hintergrund wird die Gütefunktion derart erweitert, dass eine möglichst gleichmäßige Verteilung der Reifenkräfte angestrebt wird. Um etwaige Reibwertunterschiede auf verschiedenen Fahrspuren in die Allokation der Stellkräfte einfließen zu lassen, wird die Basisstrategie um einen

Korrekturterm λ_μ ergänzt. Dieser berechnet sich aus dem Quotienten des am jeweiligen Reifen vorherrschenden Kraftschlusskoeffizienten

$$\mu_i = \frac{\sqrt{F_{x,i}^2 + F_{y,i}^2}}{F_{z,i}} \quad (4.30)$$

und der Summe der Kraftschlussbeiwerte an allen vier Rädern

$$\lambda_{\mu,i} = \frac{\mu_i}{\sum_{i=vl}^{hr} \mu_i} \quad \text{mit } i := vl \dots hr. \quad (4.31)$$

Außerdem wird der nichtlineare Einfluss der Radaufstandskraft auf die maximal übertragbare horizontale Reifenkraft mit Hilfe zweier weiterer Korrekturterme λ_x bzw. λ_y berücksichtigt. Zur Bestimmung dieser Faktoren wird zunächst der Maximalwert der Längs- und Querkraft $\mathbf{F}_{max,i}(F_{z,i})$ in Abhängigkeit der jeweiligen vertikalen Radkraft mit den Reifen-Ansatzfunktionen aus Gleichung (A.35a) berechnet

$$\mathbf{F}_{max,i}(F_{z,i}) = \begin{bmatrix} F_{xmax,i}(F_{z,i}) \\ F_{ymax,i}(F_{z,i}) \end{bmatrix} = \frac{F_z}{F_{z,nom}} \begin{bmatrix} a_{1x} \\ a_{1y} \end{bmatrix} + \left(\frac{F_z}{F_{z,nom}} \right)^2 \begin{bmatrix} a_{2x} \\ a_{2y} \end{bmatrix}, \quad (4.32)$$

wobei die Parameter a_1 und a_2 über die Parametrierung des Reifenmodells vorgegeben sind, vgl. Abschnitt A.4.2. Da mit steigender Vertikalkraft F_z auch die übertragbare Horizontalkraft zunimmt, wird die vom Horizontaldynamikregler vorgegebene *virtuelle* Kraft im Schwerpunkt F_x^{SP} bzw. F_y^{SP} insbesondere auf die stärker belasteten Räder verteilt. Um die Gewichtungsfaktoren auf die selbe Größenordnung zu bringen, erfolgt zudem eine Normierung mit dem Summenwert der Aufstandskräfte aller vier Räder

$$\lambda_{x,i} = \frac{F_{xmax,i}(F_{z,i})}{\sum_{i=vl}^{hr} F_{z,i}}, \quad \lambda_{y,i} = \frac{F_{ymax,i}(F_{z,i})}{\sum_{i=vl}^{hr} F_{z,i}} \quad \text{mit } i := vl \dots hr. \quad (4.33)$$

Mittels dieser Parameter kann schließlich der 8×1 -Vektor der Kostenfunktionen \mathbf{f}_{cost} bestimmt werden. Wie bereits zuvor gezeigt, werden auch diese Gleichungsbedingungen in ein *least square* Minimierungsproblem übergeführt:

Durch Umstellen von (4.37) lässt sich schließlich der 8×1 -Vektor \mathbf{s} bestimmen, womit die Zielfunktion in Standardform vollständig beschrieben ist.

4.4.2 Formulierung der Nebenbedingungen

Die Lösung des unbeschränkten Optimierungsproblems nach Gleichung (4.24) liefert einen Stellvektor, welcher die in der Zielfunktion definierten Kriterien optimal erfüllt. Da aber weder die physikalischen Kraftgesetze des Reifens noch der verfügbare Stellbereich der Aktoren in die Allokation einbezogen sind, kann das Ergebnis im Allgemeinen nicht sinnvoll weiter verwendet werden. In einem quadratischen Programm besteht die Möglichkeit, derartige Einschränkungen in Form von linearen Gleichungsbedingungen $\mathbf{Nf} \leq \mathbf{b}$ zu berücksichtigen. In den folgenden Abschnitten werden die nichtlinearen Randbedingungen infolge der Reifenkräfte und des Stellbereichs der Aktoren derart mathematisch beschrieben, dass sie in die Standardform nach Gleichung (4.25) übergeführt werden können. Die Lösung der beschränkten Optimierungsaufgabe liefert schließlich einen mit den verfügbaren Aktoren umsetzbaren Stellvektor.

4.4.2.1 Nebenbedingungen der Reifen

Abbildung 4.7 zeigt ein typisches Seitenkraft-Traktionskennfeld eines Pkw-Reifens. Hierin sind für jeweils konstante Werte des Quer- bzw. Längsschlupfs die noch zu erreichenden Umfangs- bzw. Seitenkräfte aufgetragen. Die Überlagerung der Kraftkomponenten hat zur Folge, dass die maximal übertragbare Kraft in eine Richtung um so kleiner wird, je größer der Kraftbedarf in die senkrecht dazu stehende Richtung ist. Der *Kamm'sche Kreis* ist eine in der Fahrzeugtechnik häufig angewandte Darstellung zur Approximation des Zusammenhangs zwischen den Reifenkräften in Längs- und Querrichtung [MW04]. Der Radius entspricht dabei dem Produkt aus dem aktuellen Kraftschlussbeiwert μ_{ist} und der Radaufstandskraft F_z und gibt die Grenze der maximal übertragbaren kombinierten Reifenkraft vor

$$\mu_{ist} F_z = \sqrt{F_x^2 + F_y^2}. \quad (4.38)$$

Da reale Pkw-Reifen gewöhnlich ein etwas höheres Längskraft- als Seitenkraftpotenzial aufweisen, kann durch eine elliptische Hüllkurve die Qualität der Approximation weiter gesteigert werden [RS86]. Der Zusammenhang zwischen den beiden Kräften ergibt sich über die *Krempelsche Reibungsellipse* [Kre65] wie folgt:

$$F_y(F_x) = \frac{F_{ymax}}{F_{xmax}} \sqrt{F_{xmax}^2 - F_x^2}. \quad (4.39)$$

Die für die Bestimmungsgleichung (4.39) notwendigen Parameter F_{xmax} und F_{ymax} können in Abhängigkeit der jeweiligen Radaufstandskraft und des Kraftschlussbeiwertes nach Gleichung (A.41a) bestimmt werden.

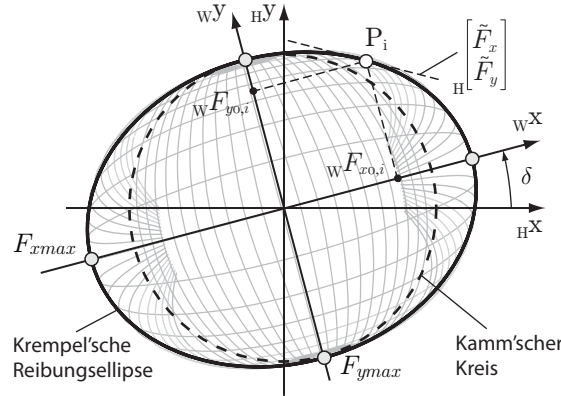


Abbildung 4.7: Approximation der nichtlinearen Reifencharakteristiken

Um die Nebenbedingungen des Reifens in Standardform nach Gleichung (4.25) ausdrücken zu können, muss die Hüllkurve durch lineare Gleichungen beschrieben werden. Die Tangentengleichung an einen beliebigen Punkt P_i der Ellipse lautet wie folgt:

$${}_W \begin{bmatrix} \tilde{F}_x \\ \tilde{F}_y \end{bmatrix} = {}_W \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ \tilde{k}_i & 0 \end{bmatrix} {}_W \begin{bmatrix} F_x \\ F_y \end{bmatrix} + {}_W \begin{bmatrix} F_{x0,i} \\ F_{y0,i} \end{bmatrix}, \quad (4.40)$$

mit der Tangentensteigung

$${}_W \tilde{k}_i({}_W F_x) = \frac{F_{ymax}}{F_{xmax}} \frac{-{}_W F_x}{\sqrt{F_{xmax}^2 - {}_W F_x^2} + \epsilon}. \quad (4.41)$$

Dabei entspricht ϵ einer kleinen Zahl zur Vermeidung numerischer Instabilitäten für den Fall, dass $F_{xmax} \approx {}_W F_x$. Die Kraftgesetze der Reifen werden im horizontalierten Rad-Koordinatensystem mit Ursprung im Latschmittelpunkt ${}_W \mathcal{O}$ angegeben. Die für die Optimierung relevanten Stellgrößen sind hingegen im System H definiert, welches gegenüber W um den Radlenkwinkel δ verdreht ist. Aus diesem Grund müssen die Gleichungen aus (4.40) transformiert werden. Nach Einführung von homogenen Koordinaten

$${}_W \begin{bmatrix} \tilde{F}_x \\ \tilde{F}_y \\ 1 \end{bmatrix} = {}_W \begin{bmatrix} 1 & 0 & F_{x0,i} \\ \tilde{k}_i & 0 & F_{y0,i} \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} {}_W \begin{bmatrix} F_x \\ F_y \\ 1 \end{bmatrix}, \quad (4.42)$$

gelingt die Transformation ins System H durch Multiplikation mit der Rotationsmatrix \mathbf{R}_z

$${}_H \begin{bmatrix} \tilde{F}_x \\ \tilde{F}_y \\ 1 \end{bmatrix} = \underbrace{\begin{bmatrix} \cos \delta & \sin \delta & 0 \\ -\sin \delta & \cos \delta & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}}_{\mathbf{R}_z} {}_W \begin{bmatrix} 1 & 0 & F_{x0,i} \\ \tilde{k}_i & 0 & F_{y0,i} \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} {}_W \begin{bmatrix} F_x \\ F_y \\ 1 \end{bmatrix}. \quad (4.43)$$

Die Matrizenmultiplikation aus Gleichung (4.43) liefert die Werte für die Tangentensteigung ${}_H \tilde{k}_i$ sowie die Verschiebung des Arbeitspunktes in x - und y -Richtung (${}_H F_{x0,i}$, ${}_H F_{y0,i}$) im System H . Damit kann durch Umstellen von (4.43) die Gleichung in die gewünschte Form $\mathbf{nf} \leq b$ gebracht werden

$$\underbrace{\begin{bmatrix} -{}_H \tilde{k}_i & 1 \end{bmatrix}}_{\mathbf{n}_i} \underbrace{\begin{bmatrix} {}_H \tilde{F}_x \\ {}_H \tilde{F}_y \end{bmatrix}}_{\mathbf{f}_i} \leq \underbrace{-{}_H \tilde{k}_i {}_H F_{x0,i} + {}_H F_{y0,i}}_{b_i}. \quad (4.44)$$

Die Linearisierungsgenauigkeit hängt im Wesentlichen von der gewählten Anzahl der Punkte an die elliptische Randkurve ab. Das Bildungsgesetz der Nebenbedingungen kann für n Diskretisierungspunkte für den i ten Reifen wie folgt angeschrieben werden:

$$\underbrace{\begin{bmatrix} \mathbf{n}_1 \\ \vdots \\ \mathbf{n}_n \end{bmatrix}}_{\mathbf{N}_{R,i}} \underbrace{\begin{bmatrix} {}_H \tilde{F}_x \\ {}_H \tilde{F}_y \end{bmatrix}}_{\mathbf{f}_i} \leq \underbrace{\begin{bmatrix} b_1 \\ \vdots \\ b_n \end{bmatrix}}_{\mathbf{b}_{R,i}}. \quad (4.45)$$

Die Erweiterung auf alle vier Reifen führt schließlich zum vollständigen Gleichungssystem in Normalform

$$\underbrace{\begin{bmatrix} \mathbf{N}_{R,vl} & 0 & 0 \\ 0 & \ddots & 0 \\ 0 & 0 & \mathbf{N}_{R,hr} \end{bmatrix}}_{\sum \mathbf{N}_R(4n \times 8)} \underbrace{\begin{bmatrix} F_{x,vl} \\ F_{y,vl} \\ \vdots \\ F_{x,hr} \\ F_{y,hr} \end{bmatrix}}_{\mathbf{f}(8 \times 1)} \leq \underbrace{\begin{bmatrix} \mathbf{b}_{R,vl} \\ \vdots \\ \mathbf{b}_{R,hr} \end{bmatrix}}_{\sum \mathbf{b}_R(4n \times 1)}. \quad (4.46)$$

4.4.2.2 Nebenbedingungen der Aktoren

Für die Bestimmung der Aktornebenbedingungen wird eine vierstufige Vorgehensweise angewandt, welche im Folgendem beschrieben wird.

1. Ermittlung des globalen Stellpotentials der Aktoren zum Zeitpunkt t

Jedes der eingesetzten aktiven Systeme nach Kapitel 3.2 verfügt über eine Überwachungseinheit³², mit welcher der aktuell verfügbare Stellbereich identifiziert werden kann. Die zur Berechnung der Nebenbedingungen notwendigen Größen werden im 3×1 -*Potentialvektor* \mathbf{d} zusammengefasst. Er enthält den minimalen und maximalen Stellbereich des Aktors sowie die maximal mögliche Aktorbeschleunigung zum Zeitpunkt t . Bei einem aktiven Lenksystem kann die Größe d als Radlenkwinkel, bei einem Brems- bzw. Antriebssystem als Drehmoment interpretiert werden:

$$\mathbf{d}(t) = [d_{min}(t) \quad d_{max}(t) \quad \ddot{d}_{max}(t)]^T. \quad (4.47)$$

Da alle Einträge in \mathbf{d} als dynamische Größen in die Berechnung der Stellgrößenbeschränkungen einfließen, ist es möglich, plötzliche Veränderungen des Stellpotentials, z.B. in Folge eines Aktorausfalls, in der Allokationsstrategie zu berücksichtigen.

2. Ermittlung des umsetzbaren Stellpotentials zum Zeitpunkt $t + \Delta t$

Die Stelldynamik wird in Form einer maximal möglichen Aktorbeschleunigung definiert. Unter der Annahme, dass diese Beschleunigung über die Schrittweite Δt auf einen konstanten Wert gehalten werden kann, ergibt sich zum Zeitpunkt $t + \Delta t$ folgender Stellbereich:

$$d^\pm(t + \Delta t) = d_{ist}(t) \pm \ddot{d}_{max}(t) \frac{\Delta t^2}{2} \quad \text{für} \quad d_{min} \leq d^\pm \leq d_{max}. \quad (4.48)$$

3. Transformation des Stellpotentials d^\pm auf Längs- und Querkräfte

Für die Definition der Nebenbedingungen müssen die Aktorbeschränkungen in Form einer Längs- bzw. Querkraft angegeben werden. Das Längskraftpotential der Antriebs- und Bremssysteme berechnet sich aus dem Quotienten zwischen dem Stellbereich des Drehmoments d_M^\pm und dem dynamischen Reifenradius r_e

$$F_x^\pm = \frac{d_M^\pm}{r_e}. \quad (4.49)$$

Zur Bestimmung des Querkraftpotentials wird zunächst der Stellbereich der Lenksysteme d_δ^\pm auf eine Quergeschwindigkeit im Latsch ${}_W v_y^\pm$ umgerechnet. Unter der Voraussetzung kleiner Lenkwinkel liefert folgender Zusammenhang die zu bestimmende Größe

$${}_W v_y^\pm = {}_W v_x \tan(d_\delta^\pm - \delta_{ist} - \alpha_{ist}). \quad (4.50)$$

Mit dem im Anhang A.4.2 vorgestellten Reifenmodell kann das gesuchte Querkraftpotential als Funktion der Quergeschwindigkeit bestimmt werden

$$F_y^\pm = f({}_W v_y^\pm). \quad (4.51)$$

³²Diese entspricht dem Block *Aktor-Beobachtung* in Abbildung 4.6.

4. Definition der Nebenbedingungen in Standardform

Die Nebenbedingungen als Folge der Aktoreinschränkungen werden durch vier zusätzliche Gleichungen pro Rad berücksichtigt. Es handelt sich hierbei um jeweils zwei senkrecht auf die ${}_Wx$ - und ${}_Wy$ -Achse stehende Geraden im Abstand F_x^\pm bzw. F_y^\pm zum Radmittelpunkt, vgl. Abbildung 4.8. Die Vorgehensweise bei der Aufstellung des Gleichungssystems entspricht im Wesentlichen jener aus dem Abschnitt *Nebenbedingungen der Reifen* mit den Tangentensteigungen

$${}_Wk_x = \tan\left(\delta - \frac{\pi}{2}\right) \quad \text{und} \quad {}_Wk_y = \tan \delta. \quad (4.52)$$

Die vier Gleichungen für den i ten Reifen lauten wie folgt

$$\underbrace{\begin{bmatrix} -{}_Wk_x & 1 \\ -{}_Wk_y & 1 \\ {}_Wk_x & -1 \\ {}_Wk_y & -1 \end{bmatrix}}_{\mathbf{N}_{A,i}} \underbrace{\begin{bmatrix} {}_H\tilde{F}_x \\ {}_H\tilde{F}_y \end{bmatrix}}_{\mathbf{f}_i} \leq \underbrace{\begin{bmatrix} -{}_Wk_x {}_H F_x^+ \\ {}_H F_y^+ \\ {}_Wk_x {}_H F_x^- \\ {}_H F_y^- \end{bmatrix}}_{\mathbf{b}_{A,i}}. \quad (4.53)$$

Damit ergibt sich das vollständige Gleichungssystem zur Beschreibung der Aktornebenbedingungen in Normalform

$$\underbrace{\begin{bmatrix} \mathbf{N}_{A,vl} & 0 & 0 \\ 0 & \ddots & 0 \\ 0 & 0 & \mathbf{N}_{A,hr} \end{bmatrix}}_{\sum \mathbf{N}_A (16 \times 8)} \underbrace{\begin{bmatrix} F_{x,vl} \\ F_{y,vl} \\ \vdots \\ F_{x,hr} \\ F_{y,hr} \end{bmatrix}}_{\mathbf{f} (8 \times 1)} \leq \underbrace{\begin{bmatrix} \mathbf{b}_{A,vl} \\ \vdots \\ \mathbf{b}_{A,hr} \end{bmatrix}}_{\sum \mathbf{b}_A (16 \times 1)}. \quad (4.54)$$

Werden die Nebenbedingungen infolge der Reifencharakteristiken und der Aktoreinschränkungen zusammengefasst, ergibt sich der Stellbereich für das jeweilige Rad. Der Optimierungsraum für die Allokationsstrategie entspricht damit der grau hinterlegten Fläche in Abbildung 4.8.

4.4.3 Lösung der Optimierungsaufgabe

Für die Lösung von quadratischen Programmen in Standardform steht weit entwickelte Software zur Verfügung. In dieser Arbeit wird der in Matlab[®] implementierte Algorithmus *quadprog* eingesetzt. Mit der zuvor vorgestellten Zielfunktion ergibt sich eine positiv definite *Hessematrix*. Diese Eigenschaft ist insofern von Bedeutung, da damit die Lösung der Optimierungsaufgabe auf ein eindeutiges globales Minimum führt [Fle87]. Dadurch kann sichergestellt werden, dass die Berechnung der Lösung auch während der Simulation durchgeführt werden kann, ohne dabei allzugroße Abschlüsse hinsichtlich der Rechenzeit in Kauf nehmen zu müssen.

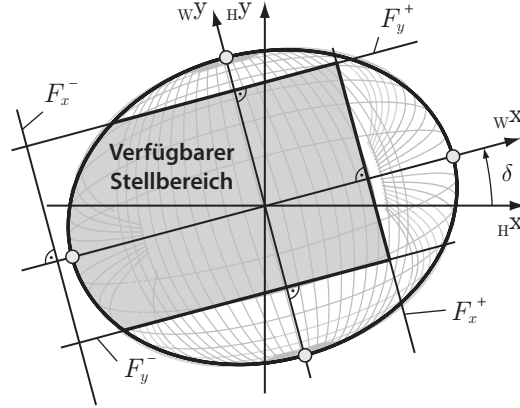


Abbildung 4.8: Verfügbarer Stellbereich unter Berücksichtigung von Reifen- und Aktorbeschränkungen

4.4.4 Berechnung der Stellgrößen

Das Ergebnis der Optimierung ist ein 8×1 -Vektor \mathbf{f} , der in weiterer Folge für die Berechnung des 8×1 -Stellvektors $\mathbf{u} = {}_C [\delta_{vl} \dots \delta_{hr} \ M_{y,vl} \dots M_{y,hr}]^T$ herangezogen wird.

Zur Bestimmung der gesuchten Stellgrößen wird das Reifenmodell aus Abschnitt A.4.2 invertiert, d.h. die kinematischen Schlupfgrößen stellen das Berechnungsergebnis und die horizontalen Kräfte die Eingangsgrößen dar, vgl. Abbildung 4.9. Die geforderte Summenkraft am i ten Reifen kann mit den Werten aus \mathbf{f} nach folgender Gleichung bestimmt werden

$$F_{H,i} = \sqrt{F_{x,i}^2 + F_{y,i}^2}, \quad (4.55)$$

welche in Richtung von

$$\beta_{R,i} = \arctan \frac{F_{y,i}}{F_{x,i}} \quad (4.56)$$

wirkt. Mit den Basiskurven der Längskraft als Funktion des Längsschlupfs $F'_{x,i}(s_x)$ und der Querkraft als Funktion des Querschlupfs $F'_{y,i}(\lambda_y)$, wird über die Beziehung

$$F_i(s) = \frac{1}{2} [F'_{x,i} + F'_{y,i} + (F'_{x,i} - F'_{y,i}) \cos 2\beta_{R,i}] \quad (4.57)$$

die kombinierte Reifenkraft in Abhängigkeit des kombinierten Schlupfs definiert. Der Schnittpunkt dieser Kurve mit dem ermittelten Wert für $|F_{H,i}|$ liefert schließ-

lich den Schlupfwert s_{sum} , welcher wiederum wie folgt in einen Schräglaufwinkel und einen Längsschlupf umgerechnet werden kann:

$$\begin{bmatrix} s_{x,i} \\ \alpha_i \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} s_{sum,i} \cos \beta_{R,i} \\ s_{sum,i} \sin \beta_{R,i} GF_i \end{bmatrix}. \quad (4.58)$$

GF stellt dabei eine von der Reifenparametrierung abhängige Gewichtungsfunktion dar, welche in Gleichung (A.38) definiert wird. Die berechnete Längsschlupfgröße kann unmittelbar als Führungsgröße für den unterlagerten Schlupfregler der Antriebs- bzw. Bremssysteme herangezogen werden. Der geforderte Radlenkwinkel, welcher den Sollwert für die Lenksysteme darstellt, wird mit dem Wert für den Schräglaufwinkel α_i wie folgt bestimmt

$$\delta_i = \arctan \frac{C^{Uy,i}}{C^{Ux,i}} - \alpha_i. \quad (4.59)$$

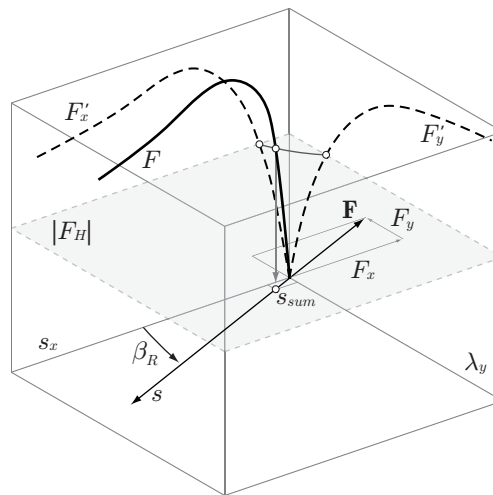


Abbildung 4.9: Berechnung der Schlupfgrößen s_x und λ_y auf Basis der Vorgabe einer kombinierten Reifenkraft F_H

5

Analyse des Ausfallverhaltens

In diesem Abschnitt wird die zuvor entwickelte Fahrdynamikregelung zur Stabilisierung des Fahrzeugs in sicherheitskritischen Fahrsituationen, hervorgerufen durch den Ausfall eines Radnabenantriebs beziehungsweise den eines Lenkungsaktors, eingesetzt. Einleitend wird auf die Herausforderung im Hinblick auf die Beherrschbarkeit der Fehlfunktion von elektrischen und elektronischen Systemen im Fahrzeug hingewiesen. Das Ziel der nachfolgenden Analysen besteht in der Erfassung des destabilisierenden Potentials eines Ausfalls. Dazu werden zunächst die untersuchten Fahrzeugkonfigurationen sowie der Verstellbereich der eingesetzten Aktoren definiert. Im Anschluss daran werden die Ausfallszenarien sowie die entwickelten Bewertungskriterien beschrieben. Der darauf folgende Untersuchungsteil widmet sich der Diskussion der erzielten Simulationsergebnisse. Neben einer Analyse des Ausfallverhaltens in einer stationären Kreisfahrt findet auch eine Bewertung der Sicherheitsrelevanz in einem *Closed-Loop*-Spurwechselmanöver statt.

5.1 Einleitung

Die radselektive Betätigung der Lenkung sowie der Antriebs- bzw. Bremssysteme eröffnet bislang ungenutzte Möglichkeiten zur Beeinflussung der Fahrdynamik. Gleichzeitig führt die schrittweise Substitution von bewährten mechanischen Fahrwerksystemen durch *X-by-Wire*-Systeme zu neuen Herausforderungen hinsichtlich der Gewährleistung der technischen Sicherheit dieser Systeme.

Die zehnbändige internationale Norm ISO 26262 beschreibt die Anforderungen an den gesamten Produktlebenszyklus sicherheitsrelevanter elektrischer und elektronischer Systeme für Straßenfahrzeuge [Int11]. Auf Basis einer im dritten Band beschriebenen Gefährdungsanalyse und Risikoabschätzung können die Funktionalitäten der Systeme je nach Gefahrenpotential in die Klassen ASIL³³ A bis D eingestuft werden. Dabei kennzeichnet ASIL D die höchste Stufe der Sicherheitsintegrität. Die Einteilung erfolgt mittels einer vorgeschriebenen Methodik, mit welcher die Schwere der Auswirkung (S0: keine Verletzung → S3: lebensbedrohliche Verletzungen), die Häufigkeit der Fahrsituation (E0: kaum vorstellbar → E4: hohe Wahrscheinlichkeit) und die Beherrschbarkeit der Fehlfunktion durch den Fahrer (C0: im Allgemeinen beherrschbar → C3: schwer oder nicht beherrschbar) abgeschätzt wird [LPP10].

Die radselektiven Fahrdynamiksysteme greifen direkt in die Dynamik des Fahrzeugs ein, weshalb sich sehr schnell eine hohe Bewertung der ungeschützten Funktion, das heißt der Funktion ohne Sicherheitsmaßnahmen, ergibt [Sch11]. Aus diesem Grund müssen die Systeme im Fehlerfall abgesichert werden. Dies kann sowohl auf der Hardwareseite, z.B. durch die Installation von redundanten Sensoren oder Energieversorgungen, als auch mit Hilfe von Sicherheitssoftware erreicht werden. In diesem Kapitel wird versucht, die durch einen Aktorfehler hervorgerufene Destabilisierung des Fahrzeugs durch den Einsatz der Fahrdynamikregelung zu minimieren. Die Erkenntnisse aus diesen Analysen können dazu genutzt werden, den potentiellen Sicherheitsgewinn als Folge der Überaktuierung zu erfassen und zu bewerten.

5.2 Auswahl der Fahrzeugkonfigurationen

Im Abschnitt 3.2 wird die im Rahmen dieser Arbeit entwickelte Aktorik zur Regelung der Fahrdynamik vorgestellt. Aufgrund fehlender mechanischer Verbindungen zwischen den Rädern einer Achse, kann durch die Kombination der *Steer-by-Wire*-Einzelradlenkung und dem elektrischen Radnabenantrieb eine Vielzahl von Fahrzeugkonfigurationen dargestellt werden. Mit zunehmender Anzahl an eingesetzter Aktorik steigt zwar das Potential hinsichtlich der Beeinflussbarkeit der Fahrzeugdynamik, gleichzeitig müssen aber auch höhere Kosten und eine erhöhte Systemkomplexität in Kauf genommen werden. Dieser Zielkonflikt hat zur Folge, dass sich die Aktorauswahl in der Praxis stets an den definierten Anforderungen orientiert, wobei in den meisten Fällen aus ökonomischen Gründen ein Minimalsystem angestrebt wird.

Für die Analyse des Ausfallverhaltens werden in der vorliegenden Arbeit vier verschiedene Fahrzeuge mit unterschiedlicher aktorischer Ausstattung miteinander verglichen. Das Ziel dieser Gegenüberstellung ist die Ermittlung des funktionalen Mehrwerts eines jeden Systems in sicherheitskritischen Fahrsituationen. In der nachfolgenden Auflistung werden die untersuchten Konfiguration vorgestellt und

³³Automotive Safety Integrity Level

die wichtigsten Eigenschaften zusammengefasst. Zur besseren Übersicht zeigt Abbildung 5.1 eine grafische Darstellung der vier Fahrzeugvarianten.

- *Fahrzeugkonfiguration 1 (Fzg.1)*
Diese Fahrzeugkonfiguration verfügt über die aktorische Vollausrüstung. Dazu gehören vier Einzelradlenksysteme sowie vier Radnabenantriebe. Das Bremsmoment wird durch Überlagerung des elektrischen Moments der Radnabenmotoren und jenes des mechanischen Bremssystems erzeugt.
- *Fahrzeugkonfiguration 2 (Fzg.2)*
Im Gegensatz zum *Fzg.1* werden bei dieser Konfiguration die Antriebskräfte ausschließlich an der Hinterachse erzeugt. Um die gleiche Antriebsleistung zu gewährleisten, werden die Radnabenmotoren von *Fzg.2* dementsprechend stärker dimensioniert, siehe auch Tabelle 5.1.
- *Fahrzeugkonfiguration 3 (Fzg.3)*
Bei dieser Konfiguration werden an der Hinterachse keine zusätzlichen Lenksysteme eingesetzt. Die Ausstattung bezüglich der Antriebs- bzw. Bremssysteme entspricht jener von *Fzg.1*.
- *Fahrzeugkonfiguration 4 (Fzg.4)*
Die Konfiguration *Fzg.4* besitzt den niedrigsten Ausstattungsgrad aller Fahrzeuge. Die Lenkung der Räder an der Vorderachse erfolgt radindividuell, das Antriebsmoment wird wie bei *Fzg.2* nur an der Hinterachse aufgebracht.

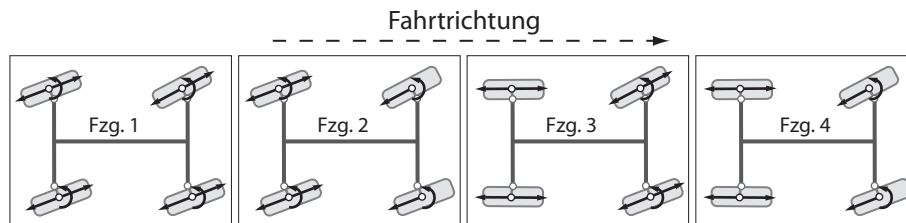


Abbildung 5.1: Überblick der untersuchten Fahrzeugkonfigurationen

Die Tabelle 5.1 zeigt die Verstellbereiche, die mit den eingesetzten Aktoren realisiert werden können. Da alle Fahrzeuge über ein einheitliches mechanisches Bremssystem verfügen, wird dieses in der Gegenüberstellung nicht explizit angeführt. Das definierte maximale Bremsmoment beträgt pro Rad $M_B = 3000 \text{ Nm}$. Wie im Kapitel 3.2.2 gezeigt wird, basiert die Dimensionierung der Antriebsmotoren im Wesentlichen auf den geforderten Fahrleistungen bezüglich Maximalgeschwindigkeit, Steigungsvermögen und Beschleunigungsvermögen. Dementsprechend verteilt sich die Antriebsleistung bei den Allradfahrzeugen (*Fzg.1* und *Fzg.2*) im Gegensatz zu den Fahrzeugen mit Heckantrieb (*Fzg.3* und *Fzg.4*) gleichmäßig auf alle vier Räder.

	LENKSYSTEM		RADNABENMOTOREN	
	Lenkwinkel vorne [°]	Lenkwinkel hinten [°]	vorne: Nennpunkt $M_{nenn} @ n_{nenn}$	hinten: Nennpunkt $M_{nenn} @ n_{nenn}$
Fzg.1	$-20 \leq \delta_{i,r} \leq +20$	$-20 \leq \delta_{i,r} \leq +20$	14.6 Nm bei 4916 U/min	14.6 Nm bei 4916 U/min
Fzg.2	$-20 \leq \delta_{i,r} \leq +20$	$-20 \leq \delta_{i,r} \leq +20$	-	29.2 Nm bei 4843 U/min
Fzg.3	$-20 \leq \delta_{i,r} \leq +20$	-	14.6 Nm bei 4916 U/min	14.6 Nm bei 4916 U/min
Fzg.4	$-20 \leq \delta_{i,r} \leq +20$	-	-	29.2 Nm bei 4843 U/min

Tabelle 5.1: Verstellbereich der untersuchten Fahrzeugkonfigurationen

Für die Radnabenmotoren wird jeweils der Nennpunkt angegeben. Kurzfristig kann die Leistung der Motoren um den Überlastfaktor OF (vgl. Formel 3.13) angehoben werden. Die konstante Getriebeübersetzung beträgt sowohl für den Zweirad- als auch für Vierradantrieb $i_G = 9.5$.

5.3 Beschreibung der Ausfallszenarien

5.3.1 Definition der untersuchten Fahrmanöver

Die Bewertung des Ausfallverhaltens wird anhand von zwei *Closed-Loop*-Fahrmanövern vorgenommen. Bei diesen Manövern wird der Fahrer-Fahrzeug-Regelkreis durch eine Rückkoppelung des dynamischen Fahrzustands geschlossen. Die Berechnung der Stellsignale für die Antriebs-, Brems- und Lenkeinheit findet auf Basis eines Soll-Ist-Vergleichs innerhalb des Fahrermodells statt, vgl. Abschnitt 3.1.1. Das Ziel besteht dabei in der Einhaltung des Fahrkurses, welcher durch eine vorgegebene Referenztrajektorie und ein Geschwindigkeitsprofil definiert ist.

Bei den ausgewählten Manövern handelt es sich um eine stationäre Kreisfahrt und einen einfachen Spurwechsel bei jeweils konstanter Fahrgeschwindigkeit. Der Kreisradius beträgt 50 m und wird mit einer Geschwindigkeit von $v_x = 18$ m/s befahren. Dabei wird eine Querbeschleunigung von ca. 6.5 m/s² erreicht. Der Spurwechsel charakterisiert ein Ausweichmanöver im fahrdynamischen Grenzbereich. Bei dieser Fahrsituation wechselt das Fahrzeug die Fahrspur mit einem lateralen Offset von 3.5 m. Die gewählte Geschwindigkeit beträgt 25 m/s. Die erreichten Querbeschleunigungen können kurzzeitig über 8 m/s² ansteigen.

5.3.2 Beschreibung der Fehlerfälle

Das Stabilisierungspotential der Fahrdynamikregelung wird für ein Versagen des Lenksystems und der Radnabenmotoren analysiert. Wie im Abschnitt 5.2 beschrieben wird, besitzen alle untersuchten Fahrzeugkonfigurationen ein Lenksystem an der Vorderachse sowie einen Radnabenantrieb an der Hinterachse. Um die Vergleichbarkeit über alle Fahrzeugkonfigurationen hinweg zu gewährleisten, muss der Ausfall der Lenkung die vorderen Räder und jener des Radnabenmotors die hinteren Räder betreffen. Aufgrund der Radlastverlagerung können an den kurvenäußeren Rädern deutlich höhere Horizontalkräfte übertragen werden, womit wiederum die Fahrdynamik stärker beeinflusst wird. Im Sinne einer *worst case*-Betrachtung wird angenommen, dass der Fehler an diesem Rad der jeweiligen Achse auftritt.

Der Ausfall des Antriebssystems kann sowohl durch einen mechanischen oder elektrischen Defekt des Motors als auch aufgrund einer Fehlfunktion der Leistungselektronik hervorgerufen werden [JC99]. In den nachfolgenden Untersuchungen wird angenommen, dass das vom Ausfall betroffene kurvenäußere Hinterrad mit einem konstanten Moment von 500 Nm beaufschlagt wird. Da der Elektromotor sowohl im generatorischen als auch im motorischen Bereich betrieben werden kann, werden die Auswirkungen eines negativen sowie eines positiven Fehlermoments untersucht.

Im Hinblick auf den Ausfall der Einzelradlenkung werden ebenfalls zwei Fehlerfälle betrachtet. Der Aktor des betroffenen Vorderrades wird hierbei mit der maximalen elektrischen Leistung beaufschlagt, was zu einem starken Anwachsen des Radlenkwinkels führt. In Abhängigkeit des Vorzeichens der Versorgungsspannung wird das Rad bis zum Erreichen des mechanischen Anschlages bei $\pm 20^\circ$ eingelenkt bzw. ausgelenkt.

5.4 Bewertungskriterien

Für die Beurteilung der Sicherheitsrelevanz eines Fahrmanövers infolge eines Aktorausfalls sind Bewertungskriterien notwendig, welche in der Lage sind die Einhaltung von Sicherheitsanforderungen zu verifizieren. Die technische Sicherheit im Störfall bei einem *Closed-Loop*-Manöver kann nach Neukum et al. auf zwei verschiedene Arten nachgewiesen werden [NK03]. Beim Ansatz der *internen Validierung* geht man davon aus, dass ein Ausfall dann unkritisch ist, wenn das Fahrzeug vom Fahrer mit vertretbarem Aufwand kontrolliert werden kann. Der Nachweis wird in den meisten Fällen mit Hilfe von Probandenuntersuchungen und subjektiven Bewertungsansätzen erbracht. Bei den Methoden der *externen Validierung* wird die von der Fehlfunktion hervorgerufene dynamische Antwort des Fahrzeugs jener von bekannten Kurshaltstörungen³⁴ gegenübergestellt.

³⁴Dazu gehört zum Beispiel die Einwirkung von Seitenwind oder von Spurrillen.

Das subjektive Fahrerurteil stellt ein wichtiges Kriterium bei der Beurteilung der Sicherheitsrelevanz eines Ausfalls dar. Da dieses in der Simulation nur sehr beschränkt berücksichtigt werden kann, wird in der vorliegenden Arbeit ein Fehlerfall dann als unkritisch eingestuft, wenn die Fahraufgabe erfüllt werden kann ohne dabei vorgegebene Toleranzgrenzen zu überschreiten. Nach [NK03] stellt dies eine notwendige, wenn auch nicht hinreichende Bedingung für die Tolerierbarkeit eines Systemversagens dar. Im Folgenden werden die beiden vorgeschlagenen Bewertungsgrößen zur Beurteilung der Sicherheitsrelevanz eines Aktorfehlers vorgestellt.

5.4.1 Abweichung von der Referenztrajektorie

Ein in der Literatur sehr häufig angewandtes Kriterium zur Bewertung kritischer Fahrsituationen ist die Querabweichung des Fahrzeugschwerpunkts von der Sollspur, siehe z.B. [FMH⁺01, RND11]. Da für die Beurteilung vor allem die Fahrzeugbewegung vor der Reaktionszeit des Fahrers relevant ist [ZBR97], wird die Abweichung von der Referenz eine Sekunde nach Störungseintritt berechnet und als Bewertungsgröße Δy_{1s} definiert. Abbildung 5.2 zeigt eine grafische Darstellung zur Berechnung dieser Größe.

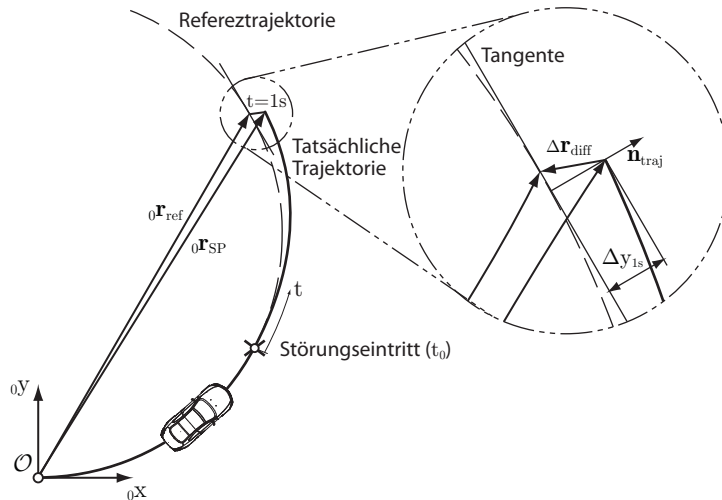


Abbildung 5.2: Grafische Darstellung zur Berechnung der Abweichung von der Referenztrajektorie [RND11]

Die Festlegung einer tolerierbaren Grenze für eine Überschreitung fällt in diesem Zusammenhang äußerst schwer. Da die Breite der Fahrspur von unterschiedlichen Faktoren wie beispielsweise der Anzahl der Fahrspuren, dem Straßentyp sowie dem Geschwindigkeitslimit abhängt [Nat03], muss im Hinblick auf die Kollisionsvermeidung eine differenzierte Betrachtung durchgeführt werden. Das

Grundmaß einer Fahrbahn setzt sich aus der zulässigen Fahrzeugbreite der größten Verkehrsteilnehmer sowie dem Bewegungsspielraum zusammen. Letzterer ist für den Ausgleich von Lenk- und Fahrungenauigkeiten notwendig und beträgt zwischen 0.25 und 1.25 m [Nat03]. Unter der Annahme, dass die im Abschnitt 5.3.1 definierten Fahrmanöver vorwiegend auf Überlandstraßen bzw. Autobahnen auftreten, kann davon ausgegangen werden, dass Querabweichungen bis zu 0.5 m im tolerierbaren Rahmen liegen.

5.4.2 Gierbeschleunigungskennwert

Die Gierreaktion des Fahrzeugs infolge von Fahrereingaben stellt ein wesentliches Merkmal zur Beurteilung der Fahrstabilität dar. In einer Vielzahl von Untersuchungen werden die Zustandsgrößen im Zeit- und Frequenzbereich analysiert und anhand von verschiedenen Bewertungsgrößen klassifiziert, siehe z.B. [MW04, Ros09]. Wird die Gierbewegung nicht durch Fahrereingaben sondern als Folge einer Störung angeregt, bietet sich die Bewertung auf Basis des von *Otto* vorgeschlagenen *Gierbeschleunigungskennwerts* Q an [Ott87]:

$$Q = \left| \frac{\Delta\dot{\psi}_m^{soll}}{t_R} + \ddot{\psi}_m \right|. \quad (5.1)$$

Abbildung 5.3 zeigt eine grafische Darstellung zur Bildung des Kennwerts.

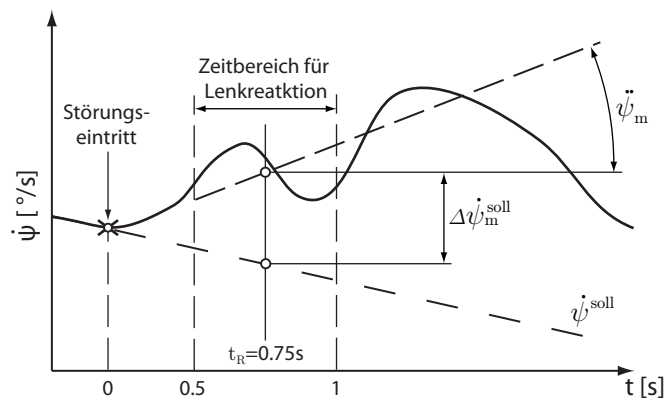


Abbildung 5.3: Bestimmungsgrößen der objektiven Bewertungskennzahl für die Lastwechselreaktion von Pkw bei Kurvenfahrt [Ott87]

Die Auswertung von Messergebnissen der Fahrer- und Fahrzeugreaktion hat gezeigt, dass die Stärke der nach der Störung korrigierenden Lenkreaktion des Fahrers im Wesentlichen von der mittleren Gierwinkelgeschwindigkeitsänderung $\Delta\dot{\psi}_m^{soll}$ und der mittleren Gierbeschleunigung $\ddot{\psi}_m$ innerhalb der Fahrerreaktionszeit $0.5\text{ s} \leq t \leq 1\text{ s}$ abhängt. Für die Berechnung der Bewertungsgröße wird

die Gierwinkelgeschwindigkeitsdifferenz, welche sich aus der Differenz zwischen der Referenzgierrate $\dot{\psi}^{soll}$ und der Giergeschwindigkeit mit Störungseinfluss $\dot{\psi}$ ergibt, durch den konstanten Zeitwert $t_R = 0.75$ s dividiert.

Auf Basis der Versuchsauswertungen von *Otto* ist die Gierreaktion infolge einer Störung für den Fahrer "gerade noch leicht beherrschbar", wenn das Kriterium einen Wert von $Q \leq 5^\circ/s^2$ einnimmt [Ott87].

5.5 Ausfallverhalten in der stationären Kreisfahrt

5.5.1 Fehlfunktion des elektrischen Radnabenmotors

Abbildung 5.4 zeigt beispielhaft den zeitlichen Verlauf der Stellgrößen bei Ausfall des Antriebssystems am rechten Hinterrad für die Fahrzeugkonfiguration *Fzg.2*. Vor dem Fehlereintritt ($t \leq 3$ s) befindet sich das Fahrzeug in einem stationären Fahrzustand auf einer Kreisbahn mit 50 m Radius. Das Antriebsmoment wird vorwiegend vom kurvenäußeren Hinterrad aufgebracht. Aufgrund der ungleichen Verteilung der Antriebsmomente auf die beiden Hinterräder entsteht ein zusätzliches eindrehendes Giermoment welches vom Fahrdynamikregler zur Einhaltung der Sollgrößen genutzt wird. Nach drei Sekunden wird das vom Fehler betroffene Rad mit einem Moment von $M_{y,hr} = -500$ Nm abgebremst. Die dadurch entstehende Notsituation erfordert ein eingreifen der Fahrdynamikregelung, wobei die Stabilisierung des Fahrzeugs am höchsten priorisiert wird. Die Strategie zur Anpassung der Fahrgeschwindigkeit muss die Randbedingungen durch jeweils vorherrschende Verkehrssituation berücksichtigen. In der vorliegenden Arbeit wird im Sinne einer *worst case*-Betrachtung ein Konstanthalten der Fahrgeschwindigkeit gefordert. Zur Beibehaltung der Geschwindigkeit muss das Antriebsmoment am hinteren linken Rad gleichzeitig angehoben werden. Da die Leistung der Motoren nicht ausreicht um den Längskraftverlust infolge des Aktorausfalls zu kompensieren, nimmt die Fahrgeschwindigkeit ab diesem Zeitpunkt leicht ab, vgl. Abbildung 5.5.

Bei den Stellgrößen für die Lenksysteme ist zu beobachten, wie am kurveninneren Hinterrad nach Auftreten des Fehlers der Radlenkwinkel zurückgenommen werden muss. Dies ist eine Folge des limitierten übertragbaren Kraftpotentials, welches zum Großteil zur Generierung der Längskraft verwendet wird. Das durch den Bremsengriff hervorgerufene ausdrehende Giermoment wird durch zusätzliches Einlenken des rechten Vorderrades kompensiert.

In Abbildung 5.5 sind die Zeitverläufe der geregelten fahrdynamischen Zustandsgrößen dargestellt. Bis zum Fehlereintritt folgen die Zustandsgrößen den vorgegebenen Sollwerten mit guter Übereinstimmung. Wie zuvor erwähnt kann die Fahrgeschwindigkeit aufgrund unzureichender Antriebsleistung nicht aufrecht erhalten werden. Auch im Verlauf des Schwimmwinkels kann eine bleibende Abweichung von ca. 0.1° festgestellt werden, welche allerdings nicht weiter als kritisch

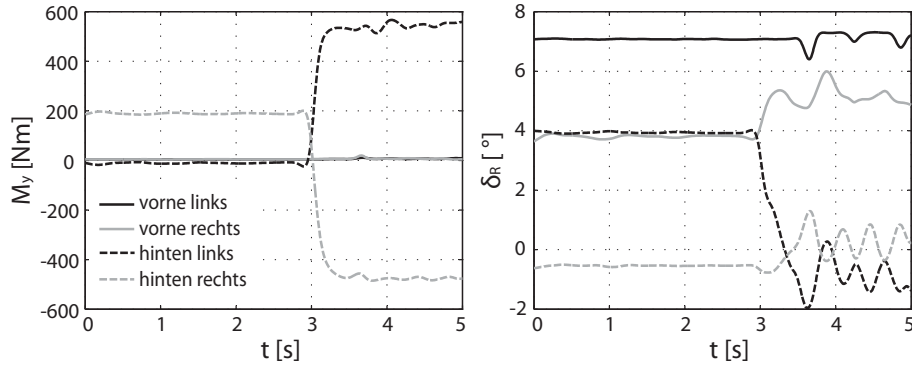


Abbildung 5.4: Zeitlicher Verlauf der Stellgrößen bei Ausfall des Radnabenantriebs in der stationären Kreisfahrt für die Fahrzeugkonfiguration *Fzg.2*

betrachtet wird. Die Gierrate wird nach einen kurzen Ausschlag mit einer Amplitude von ca. 10 Prozent des Referenzwerts an die Sollgröße hingeführt.

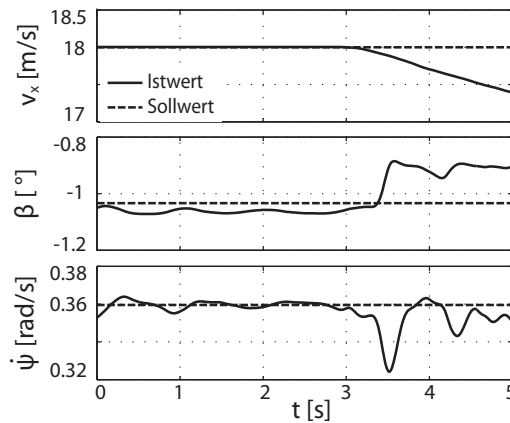


Abbildung 5.5: Zeitlicher Verlauf der Zustandsgrößen bei Ausfall des Radnabenantriebs in der stationären Kreisfahrt für die Fahrzeugkonfiguration *Fzg.2*

Die Auswertergebnisse für die vier untersuchten Fahrzeugkonfigurationen sind in den Diagrammen der Abbildung 5.6 grafisch dargestellt. Es ist klar ersichtlich, dass das Aufbringen eines Bremsmoments am kurvenäußeren Hinterrad zu wesentlich stärkeren Fahrzeugreaktionen führt, als das bei einem Antriebsmoment der Fall ist. Die Fahrzeugkonfigurationen ohne Lenksystem an der Hinterachse (*Fzg.3* und *Fzg.4*) weisen sehr starke Gierbewegungen auf, welche weit außerhalb des tolerablen Rahmens liegen. Der Gierbeschleunigungskennwert in Abbildung 5.6(a) erreicht bei diesen Fahrzeugen Werte jenseits von $Q = 50^\circ/\text{s}^2$. Die Querabweichung von der Referenztrajektorie eine Sekunde nach Eintritt des Fehlers,

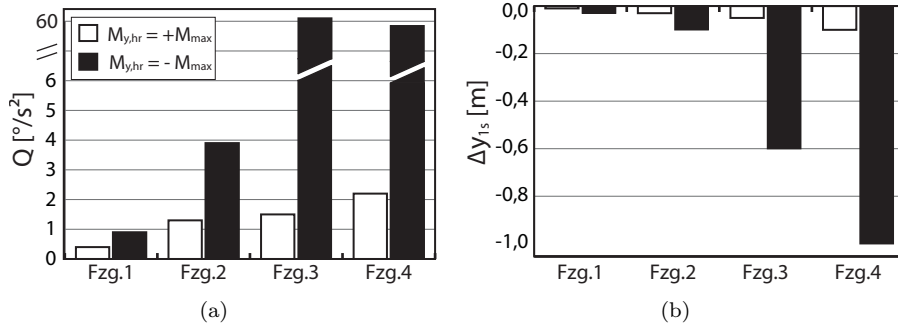


Abbildung 5.6: Gegenüberstellung der Ergebnisse für einen Fehler des Antriebssystems am kurvenäußeren Hinterrad

(a) Gierbeschleunigungskennwert Q , (b) Querabweichung von der Referenztrajektorie Δy_{1s} .

vgl. Abbildung 5.6(b), liegt bei den Fahrzeugen ohne Hinterachslenkung zwischen 0,6 m und 1 m. Bei den beiden anderen Konfigurationen ist die Abweichung kaum erwähnenswert. Zusammenfassend kann festgehalten werden, dass dieser Fehlerfall durch den Einsatz der Aktorik von *Fzg.1* und *Fzg.2* beherrschbar ist, während die Fahrzeuge *Fzg.3* und *Fzg.4* keine zufriedenstellenden Stabilisierung der Fahrzeugdynamik ermöglichen.

5.5.2 Fehlfunktion des Lenksystems

Abbildung 5.7 zeigt den zeitlichen Verlauf der vom Fahrdynamikregler berechneten Stellgrößen für die Lenksysteme und die Radnabenantriebe für die Fahrzeugkonfiguration *Fzg.1*. Der Lenkungsaktor des betroffenen vorderen rechten Rades wird mit der vollen elektrischen Leistung beaufschlagt, was zu einer ausdrehenden Lenkbewegung bis zum Erreichen des mechanischen Endanschlags bei -20° führt. Dies hat ein von der Kurve ausdrehendes Giermoment sowie einen erheblichen Seitenkraftverlust zur Folge.

Einen bemerkenswerten Verlauf weisen die beiden Radlenkwinkel an der Hinterachse auf. Obwohl diese Regelgrößen einen Stellbereich von $-20^{\circ} \leq \delta_R \leq 20^{\circ}$ haben, wird nur ein Bruchteil desselben von der Fahrdynamikregelung in Anspruch genommen. Der Verlust der Seitenführung am Rad mit dem fehlerhaften Aktor wird bei der vorliegenden *worst case*-Betrachtung kompensiert, was wiederum eine bleibende Abweichung von der Referenztrajektorie nach sich zieht. Zur Erklärung dieses Verhaltens wird an dieser Stelle noch einmal auf die Formulierung der Zielfunktion für die optimale Stellgrößenverteilung eingegangen. Wie in Kapitel 4.4.1 beschrieben wird, ist die primäre Aufgabenstellung bei der Verteilung der Stellgrößen die Sollwertfolge bezüglich der vom Horizontaldynamikregler vorgegebenen Führungsgrößen $\hat{\mathbf{u}} = [F_x^{SP} \ F_y^{SP} \ M_z^{SP}]$. Da die Elemente von $\hat{\mathbf{u}}$ physikalisch aneinander gekoppelt sind, kann es bei konträren

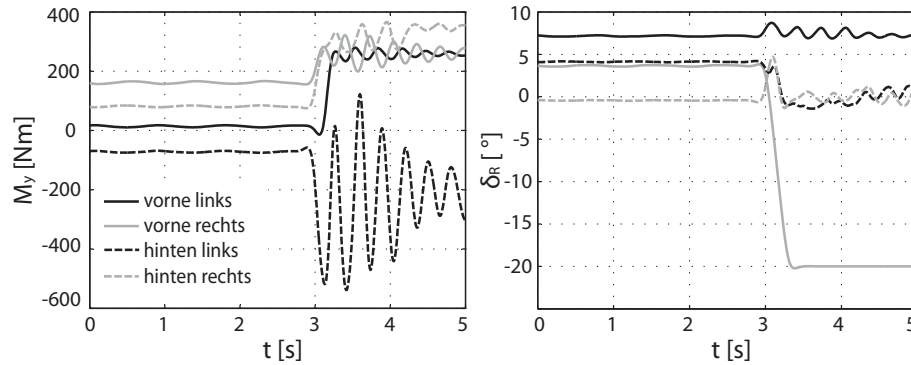


Abbildung 5.7: Zeitlicher Verlauf der Stellgrößen bei Ausfall der Lenkung in der stationären Kreisfahrt für die Fahrzeugkonfiguration *Fzg.1*

Anforderungen zu einem Zielkonflikt in der Allokation der Stellgrößen kommen. Die Verteilungsaufgabe kann dabei durch die Wahl der Diagonalelemente der quadratischen Matrix \mathbf{W} in Gleichung (4.35) gesteuert werden. Im vorliegenden Beispiel wird die Einhaltung der Fahrgeschwindigkeit durch eine entsprechend starke Gewichtung von F_x^{SP} sichergestellt um die Vergleichbarkeit zwischen den untersuchten Fahrzeugkonfigurationen zu gewährleisten. Die beiden querdynamischen Größen in $\hat{\mathbf{u}}$ werden relativ zueinander gleich stark, im Vergleich zur Längskraft allerdings um einen Faktor zwei schwächer gewichtet. Durch ein Einlenken der hinteren Räder könnte demzufolge der Seitenkraftverlust zwar kompensiert werden, das untersteuernde Verhalten würde aufgrund des resultierenden ausdrehenden Giermoments jedoch weiter verstärkt werden.

Die zeitlichen Verläufe der Zustandsgrößen sind in Abbildung 5.8 dargestellt. Sowohl die Längsgeschwindigkeit als auch der Schwimmwinkel kann mit ausreichender Genauigkeit den vorgegebenen Sollwerten nachgeführt werden. Die Giergeschwindigkeit nimmt nach dem Fehlereintritt stark ab, was wiederum zu einer starken Kursabweichung des Fahrzeug führt.

Wie die Gegenüberstellung der Ergebnisse in Abbildung 5.9 zeigt, verfügen die Fahrzeuge *Fzg.1* und *Fzg.2* über ein deutlich höheres Stabilisierungspotential als die Konfigurationen ohne Zusatzlenkung an den hinteren Rädern. Dennoch liegen die Bewertungen für den Fehlerfall „*Auslenken*“ weit über den zulässigen Toleranzgrenzen. Das zusätzliche „*Einlenken*“ der Räder kann hingegen mit allen Ausstattungsvarianten kontrolliert werden.

Ein möglicher Lösungsansatz zur Beherrschung des kritischen Fehlerfalls „*Auslenken*“ besteht in der Vorsehung einer mechanischen Sperre in der Konstruktion des Lenkungsaktors, vgl. [NR10b, Dür11]. Dieses Maschinenelement sorgt dafür, dass ein radseitig eingeleitetes Drehmoment bei stromlosem Aktor keine Verdrehung des Rades zulässt. Zur Sicherstellung der Sperrfunktion müssen Systemfehler in der Lenkung frühzeitig erkannt und die Spannungsversorgung

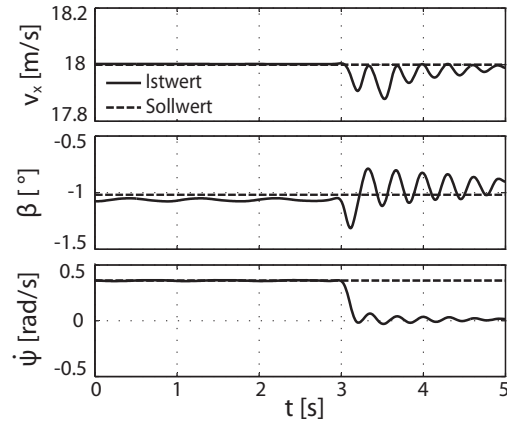


Abbildung 5.8: Zeitlicher Verlauf der Zustandsgrößen bei Ausfall der Lenkung in der stationären Kreisfahrt für die Fahrzeugkonfiguration *Fzg.1*

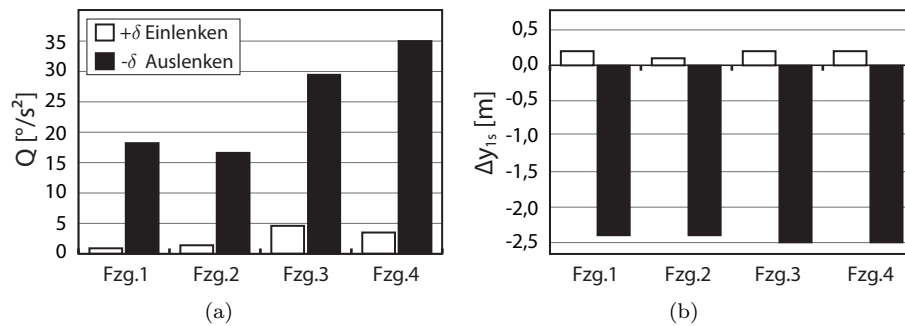


Abbildung 5.9: Gegenüberstellung der Ergebnisse für einen Fehler des Lenksystems am kurvenäußeren Vorderrad

(a) Gierbeschleunigungskennwert Q , (b) Querabweichung von der Referenztrajektorie Δy_{1s} .

im Fehlerfall unterbrochen werden. Die notwendige Detektionszeit hat wie in [NDR11] gezeigt wird, einen maßgeblichen Einfluss auf die Destabilisierung des Fahrzeugs und sollte aus diesem Grund so kurz wie möglich sein. Man versteht darunter die Zeit zwischen Fehlereintritt und Spannungsabschaltung welche vor allem von der Effizienz des Algorithmus, der eingesetzten Sensoren sowie der Rechenleistung bestimmt wird [ISS02].

In Abbildung 5.10 sind die erzielten Simulationsergebnisse für den modifizierten Lenkungsaktor dargestellt. Die Detektionszeit wurde hierbei auf $t_{Det} = 0.05$ s festgelegt. In diesem Zeitfenster wird das Lenksystem mit der vollen elektrischen Leistung beaufschlagt, was wiederum eine starke Änderung des Radlenkwinkels nach sich zieht. Nach Erkennung des Fehlers wird die Spannungsversorgung unterbrochen und das betroffene Rad verharrt in der aktuellen Position. Wie die

Bewertungsgrößen zeigen, kann durch diese Maßnahme die Wirkung des Ausfalls deutlich abgeschwächt werden. Mit den Konfigurationen *Fzg.1* und *Fzg.2* können die Grenzwerte für beide Kriterien eingehalten werden.

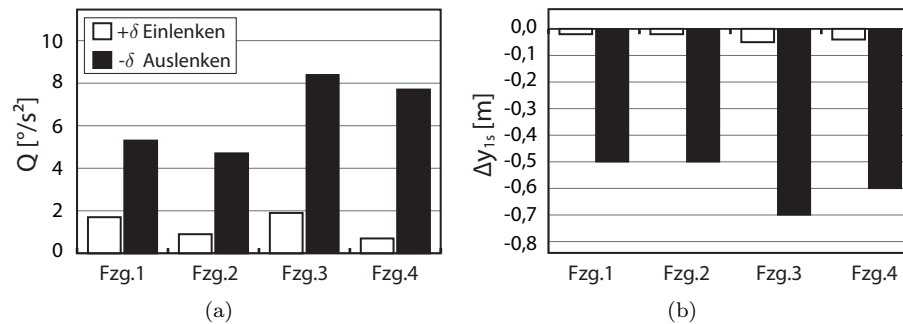


Abbildung 5.10: Gegenüberstellung der Ergebnisse für einen Fehler des Lenksystems am kurvenäußeren Vorderrad mit zusätzlichen mechanischen Sperrmechanismus

(a) Gierbeschleunigungskennwert Q , (b) Querabweichung von der Referenztrajektorie Δy_{1s} .

5.6 Ausfallverhalten im Spurwechselmanöver

Die Beurteilung einer Fahrsituation mit Hilfe des Gierbeschleunigungskennwerts Q setzt einen stationären Anfangszustand voraus. Beim Spurwechselmanöver ist diese Voraussetzung nicht gegeben, weshalb das Gierverhalten anhand der Zeitverläufe des Schwimmwinkels und der Giergeschwindigkeit bewertet wird. Für die Berechnung der geschwindigkeitsabhängigen Referenzgrößen wird der *Sollgrößengenerator* aus Kapitel 4.2 eingesetzt.

5.6.1 Fehlfunktion des elektrischen Radnabenmotors

Abbildung 5.11 zeigt eine Darstellung der Simulationsergebnisse für den Ausfall des Radnabenantriebs am rechten Hinterrad, wobei der Fehler unmittelbar vor dem Gegenlenken bei $t = 2$ s aufgebracht wird. In der linken Spalte der Abbildung sind die Fahrzeugreaktionen infolge eines Bremsmoments von -500 Nm, in der rechten jene infolge eines Antriebsmoments von $+500$ Nm, dargestellt. Um einen direkten Vergleich des Ausfallverhaltens zu ermöglichen, sind die Verläufe aller untersuchten Fahrzeugkonfigurationen in den Diagrammen eingezeichnet.

Wie aus der Gegenüberstellung zu entnehmen ist, hat ein Bremsmoment einen deutlich höheren Destabilisierungseffekt als ein Antriebsmoment. Während der Antriebskrafteingriff von allen Fahrzeugkonfigurationen beherrscht werden kann, weisen die Fahrzeuge *Fzg.3* und *Fzg.4* beim Bremskrafteingriff bereits starke

Gierreaktionen auf. Des Weiteren reicht bei diesen Konfigurationen die Antriebsleistung nicht aus, um die Referenzgeschwindigkeit von 25 m/s einzuhalten. Die Abweichung von der Referenztrajektorie weist ebenfalls darauf hin, dass sich die Fahrzeuge ohne Hinterachslenkung im fahrdynamischen Grenzbereich befinden, weshalb dieser Fehler auf jeden Fall als sicherheitskritisch einzustufen ist.

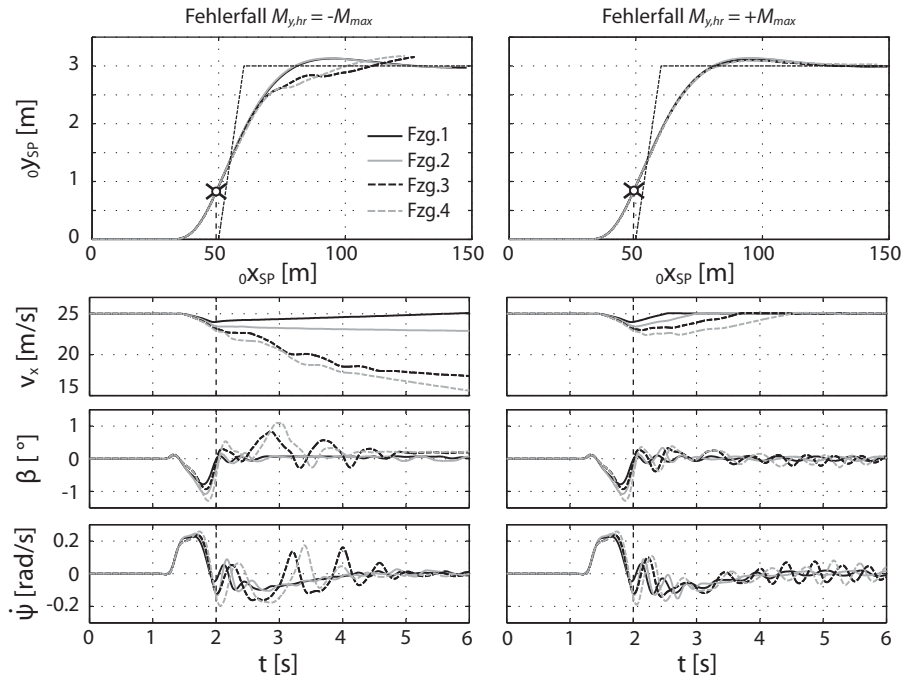


Abbildung 5.11: Darstellung der Simulationsergebnisse bei Ausfall des Radnabenantriebs am rechten Hinterrad. Zeitpunkt des Fehlers: $t = 2$ s

5.6.2 Fehlfunktion des Lenksystems

Die Ergebnisse für die beiden Ausfallszenarien des vorderen rechten Lenksystems sind in Abbildung 5.12 zusammengefasst. Nach Eintritt des Fehlers wird das betroffene Rad bis zum Erreichen des mechanischen Anschlags bei $\pm 20^\circ$ ein- bzw. ausgelenkt. Die Verläufe für die ausdrehende Lenkbewegung sind in der linken, die für die eindrehende in der rechten Spalte der Abbildung dargestellt.

Allgemein kann man sagen, dass der Ausfall des Lenksystems im Hinblick auf die Fahrstabilität wesentlich kritischer als die zuvor untersuchte Fehlfunktion des Radnabenantriebs ist. Insbesondere die nach links gerichtete Lenkbewegung bewirkt äußerst kritische Fahrzeugreaktionen, welche selbst mit der Aktuierung der Fahrzeuge *Fzg.1* und *Fzg.2* nur schwer beherrscht werden können. Obwohl sich die Abweichung von den Referenzgrößen bei diesen Konfigurationen noch

im tolerablen Rahmen befindet, muss die Situation aufgrund von etwaigen weiteren Störeinflüssen als sicherheitskritisch eingestuft werden. Mit der aktorischen Ausstattung der anderen beiden Fahrzeuge besteht keine Möglichkeit den Fehler zu kompensieren. Die Sicherheitsrelevanz dieser Fahrsituation wird bei Betrachtung der Schwerpunktbewegung deutlich. Nach dem Ausfall des Lenkungsaktors driften die Fahrzeuge nach links weg, wodurch eine Kollision mit etwaigen Gegenverkehr unvermeidbar wird.

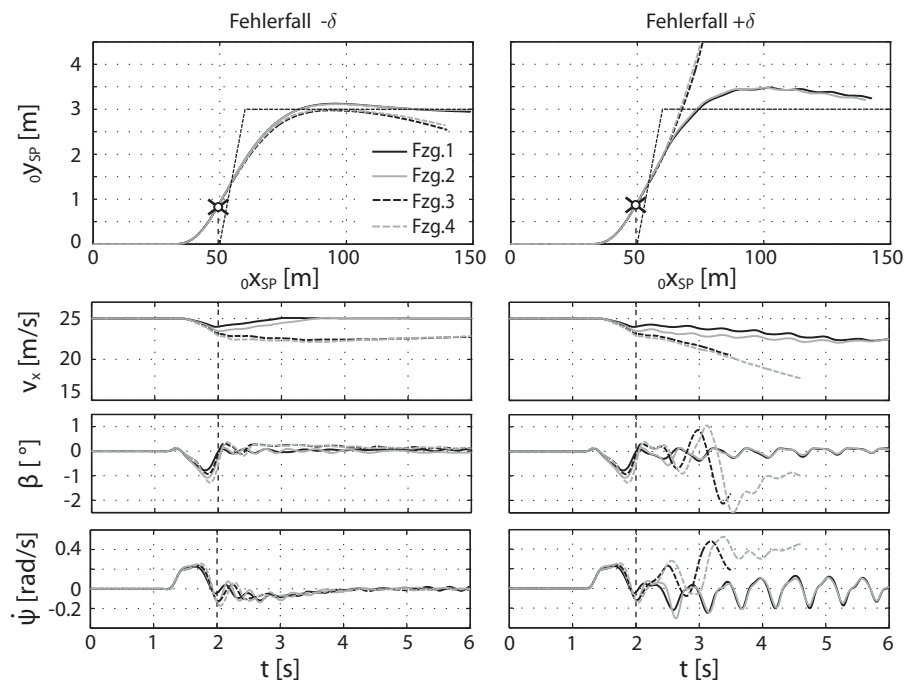


Abbildung 5.12: Darstellung der Simulationsergebnisse bei Ausfall des Lenksystems am rechten Vorderrad. Zeitpunkt des Fehlers: $t = 2$ s

Wie schon im Kapitel 5.5.2 beschrieben, wird auch an dieser Stelle der Einsatz eines mechanischen Sperrmechanismus zur Beherrschung des kritischen Fehlerfalls vorgeschlagen. Die mit dem modifizierten Lenkungsaktor erzielten Simulationsergebnisse sind in Abbildung 5.13 dargestellt. Die hervorgerufenen Gierreaktionen sowie die Abweichungen von der Referenztrajektorie werden mit Hilfe der Sperre für alle Fahrzeugkonfigurationen deutlich reduziert. Im Gegensatz zum ursprünglichen Lenkungsaktor können nunmehr beide Fehlerfälle als beherrschbar eingestuft werden.

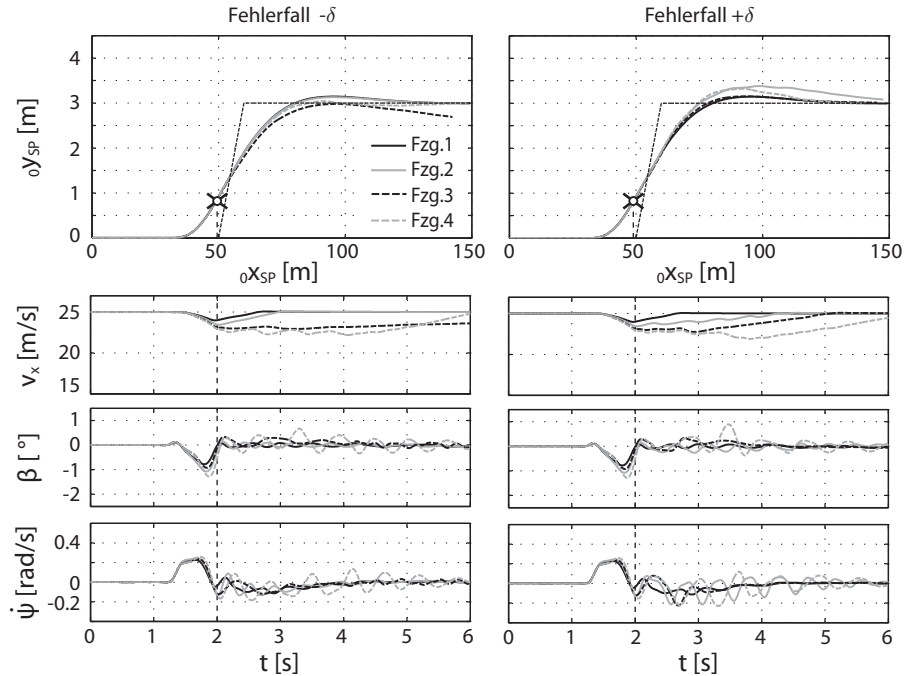


Abbildung 5.13: Darstellung der Simulationsergebnisse bei Ausfall des Lenksystems am rechten Vorderrad mit zusätzlichen mechanischen Bremsmechanismus. Zeitpunkt des Fehlers: $t = 2$ s

5.7 Zusammenfassung

Die Analyse des Ausfallverhaltens in den untersuchten *worst case*-Manövern liefert einige neue Erkenntnisse auf dem Gebiet der Fail-Safe-Betrachtung für radselektiv eingreifende Fahrdynamikregelsysteme, die wie folgt zusammengefasst werden können:

- Im Allgemeinen kann festgehalten werden, dass ein Fehler des Lenksystems am kurvenäußeren Vorderrad wesentlich schwieriger zu beherrschen ist als ein Defekt der elektrischen Radnabenmotoren an der Hinterachse.
- Wie der direkte Vergleich der untersuchten Fahrzeugkonfigurationen zeigt, stellt sich durch den Einsatz aktiver Lenksysteme an der Hinterachse das größte Stabilisierungspotential ein. Der Einsatz zusätzlicher Radnabenmotoren an der Vorderachse bringt hingegen nur eine geringfügige Verbesserung.
- In einigen Manövern führt der Ausfall der Lenkung zu derart starken Fahrzeugreaktionen, dass eine Stabilisierung mit den restlichen Aktoren nicht

mehr gelingt. Durch die Vorsehung einer mechanischen Sperre in der Konstruktion des Lenksystems kann die Situation entscheidend entschärft werden. Gelingt es die Fehlerdetektionszeit auf 0.05 s zu beschränken, so kann mit Hilfe der entwickelten Fahrdynamikregelung das Fahrzeug in einen stabilen Fahrzustand übergeführt werden.

Zusammenfassend kann somit gefolgert werden, dass es bei entsprechender Modifikation des Lenkungsaktors theoretisch möglich erscheint, einen Systemfehler ohne Vorsehung hardwareseitiger Redundanzen zu kompensieren. Dies bringt neben einer Reduktion der Systemkomplexität den Vorteil, dass die Konstruktion der Aktoren und damit auch die Integration in die Radbaugruppe wesentlich vereinfacht wird.

6

Einsatzpotentiale in Fahrerassistenzsystemen

Dieses Kapitel analysiert die Einsatzpotentiale der in der vorliegenden Arbeit entwickelten Einzelradaktorik im Hinblick auf die Anwendung in einem ausgewählten Fahrerassistenzsystem. Dazu wird zunächst die hierarchische Eingliederung der Fahrdynamikregelung und der Fahrerassistenzsysteme in das System Verkehr beschrieben. Nachfolgend werden die aus der Literatur bekannten Potentiale zur Kollisionsvermeidung von 43 verschiedenen Systemen der aktiven Sicherheit und Fahrerassistenz aufgezeigt und bewertet. Basierend auf den Erkenntnissen dieser Gegenüberstellung wird ein vielversprechendes Assistenzsystem für die folgenden Untersuchungen ausgewählt und dessen Funktionsweise beschrieben. Im Mittelpunkt dieses Abschnitts steht neben der Interpretation der Simulationsergebnisse die Entwicklung eines Vorgehensmodells, mit welchem das Potential zur Unfallvermeidung von verschiedenen Fahrzeugkonfigurationen simulatorisch nachgewiesen werden kann.

6.1 Einleitung

Abbildung 6.1 zeigt eine schematische Darstellung des Systems Verkehr, bestehend aus den Komponenten Fahrer, Umwelt und Fahrzeug. Die Aufgabe des Fahrens kann nach *Donges* in die drei Ebenen *Navigation*, *Fahrzeugführung* und *Stabilisierung* unterteilt werden [Don77]. In der Navigationsebene wird die Fahrroute hinsichtlich Zweck und zeitlichen Ablaufs vorbereitet. Äußere Einwirkun-

gen, wie beispielsweise ein Verkehrsstau, können gegebenenfalls zu einer Anpassung der Routenplanung führen. Die Umsetzung des geplanten Fahrkurses findet in der Führungsebene statt und ist eng an den Fahrstil des Fahrzeuglenkers gekoppelt. In diesem Zusammenhang spielt die individuelle Interpretation der optimalen Fahrlinie sowie die Wahl der Fahrgeschwindigkeit eine entscheidende Rolle. In der Stabilisierungsebene nimmt der Fahrer den Soll-Ist-Vergleich zwischen dem zuvor geplanten Kursverlauf und der tatsächlichen Fahrzeugbewegung vor und generiert für den einsehbaren Fahrbereich Stellgrößen für die fahrzeugseitigen Aktoren wie Lenkrad, Fahrpedal usw.

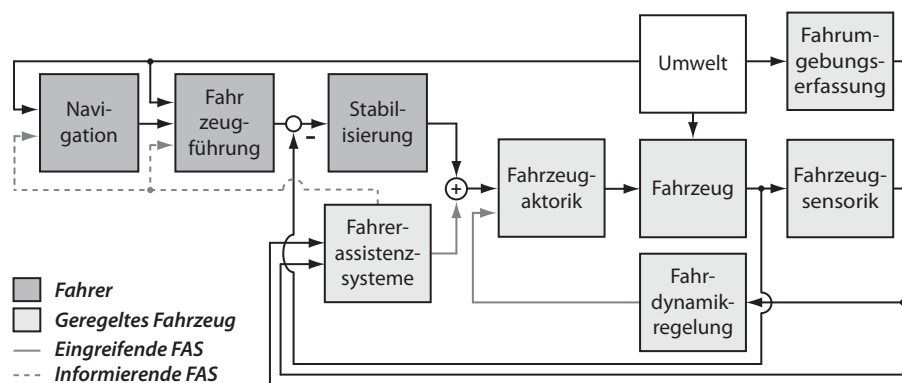


Abbildung 6.1: Blockschaftbild des Systems Verkehr in Anlehnung an [ETHS11] und [Ber11]

Die *Fahrdynamikregelung* bildet einen unterlagerten Regelkreis, der über entsprechende Aktorik³⁵ dem System *Fahrzeug* zusätzliche Stellgrößen aufträgt. Der Eingriff basiert auf einem Soll-Ist-Abgleich fahrdynamischer Zustandsgrößen und kann vom Fahrer nicht direkt übersteuert werden [WHW09]. Das primäre Ziel derartiger Assistenzsysteme besteht in der Steigerung der Fahrsicherheit und des Fahrkomforts durch eine aktive Unterstützung des Fahrers bei der Ausführung der Stabilisierungsaufgabe. Ein Beispiel einer solchen Anwendung wird in Kapitel 5 gegeben.

Im Gegensatz zur *Fahrdynamikregelung* überlagern die *eingreifenden FAS*³⁶ die Eingaben des Fahrers mit einem zusätzlichen Steuerbefehl, womit sie eine Teilfunktion der Fahrzeughführung selbsttätig bewältigen. Die Stellgrößenberechnung basiert auf der Auswertung von Sensordaten der *Fahrzeugsensorik* und *Fahr-umgebungserfassung*. Letztere generiert ein virtuelles Modell der Umwelt und ermöglicht dadurch eine erweiterte Interpretation des Fahrerwunsches. Die *eingreifenden FAS* können nach *Wegscheider* gemäß ihrer Aufgabe in Systeme der Längsführung, der Querrführung sowie der integrierten Längs- und Querrführung

³⁵Im Kapitel 2.1 wird dem Leser ein Überblick über die heute eingesetzten bzw. die sich derzeit in Entwicklung befindlichen Aktoren gegeben.

³⁶Fahrer Assistenz System

unterteilt werden [Weg09]. Die *informierenden FAS* stellen dem Fahrzeuglenker Informationen zur Verfügung ohne dabei die Fahrzeugbewegung direkt zu beeinflussen. Die Übermittlung der Information kann dabei sowohl visuell, akustisch als auch haptisch erfolgen.

Das Kollisionsvermeidungspotential eines aktiv *eingreifenden FAS* kann in Abhängigkeit der Verfügbarkeit und des Stellbereichs der eingesetzten Aktoren deutlich variieren [NLER11]. Im Allgemeinen ist ein großer Einflussbereich auf die horizontalen Reifenkräfte vorteilhaft hinsichtlich der Beeinflussbarkeit der Fahrzeugdynamik und demzufolge auch bezüglich der Effizienz des FAS. Das folgende Kapitel analysiert die Einsatzpotentiale der in dieser Arbeit entwickelten Fahrzeugaktorik im Hinblick auf die Anwendung in einem ausgewählten FAS. Die Ergebnisse dieser Untersuchungen tragen dazu bei, aus der Vielzahl an Kombinationsmöglichkeiten der Aktoren optimale Konzepte zu identifizieren und die Entscheidungsfindung auf funktionaler Ebene zu unterstützen.

6.2 Effizienzbewertung und Auswahl eines FAS

In den nachfolgenden Untersuchungen werden die Potentiale der Einzelradaktorik hinsichtlich einer Anwendung in FAS auf Basis eines ausgewählten Beispiels dargestellt. Die Systemauswahl stützt sich auf eine Studie, in welcher die Sicherheitspotentiale von 43 verschiedenen FAS evaluiert werden. Die von *Eichberger* in [Eic11] vorgestellte Methode zur Ermittlung der Potentiale von Systemen der aktiven Sicherheit und Fahrerassistenz basiert auf einer Rekonstruktion der Vorkollisionsphase von realen Unfällen aus der ZEDATU-Datenbank³⁷ [TS06]. Mit Hilfe der numerischen Simulation und der subjektiven Einschätzung von Sicherheitsexperten konnte das Potential der untersuchten eingreifenden und informierenden Systeme für jeden Fall separat und kombiniert analysiert werden.

Im Zuge der RCS-TUG Studie³⁸ wird für jedes der 43 Systeme das Potential zur Kollisionsverhinderung A_S (*Avoidance Potential*) und das Potential für eine mögliche Senkung der Kollisionsschwere P_S ermittelt. Weist ein System bei einem Unfallszenario kein Potential auf, wird es als System ohne Potential N_S beziehungsweise als nicht bewertbar E_S ausgewiesen. Abbildung 6.2 zeigt einen Auszug aus der RCS-TUG Studie. Dabei wurden die jeweils fünf effizientesten Vertreter der *Eingreifenden Fahrerassistenzsysteme*, der *Informierenden Fahrerassistenzsysteme* und der *Fahrdynamikregelsysteme* ausgewählt. Die Reihung erfolgt primär nach absteigenden Potential zur Kollisionsverhinderung und sekundär nach dem Potential für eine mögliche Senkung der Kollisionsschwere.

³⁷Die ZEDATU-Datenbank (**Z**entrale **D**atenbank **T**ödlicher **U**nfälle) umfasst die Unfalldaten von Verkehrsunfällen in Österreich mit tödlichen Ausgang. Der Auswertungszeitraum der Studie umfasst 217 Realunfälle aus dem Jahr 2003 und ermöglicht somit eine repräsentative Darstellung der Gesamtunfallzahlen [Eic11].

³⁸**R**etrospective **C**ase **S**tudy of Graz University of Technology

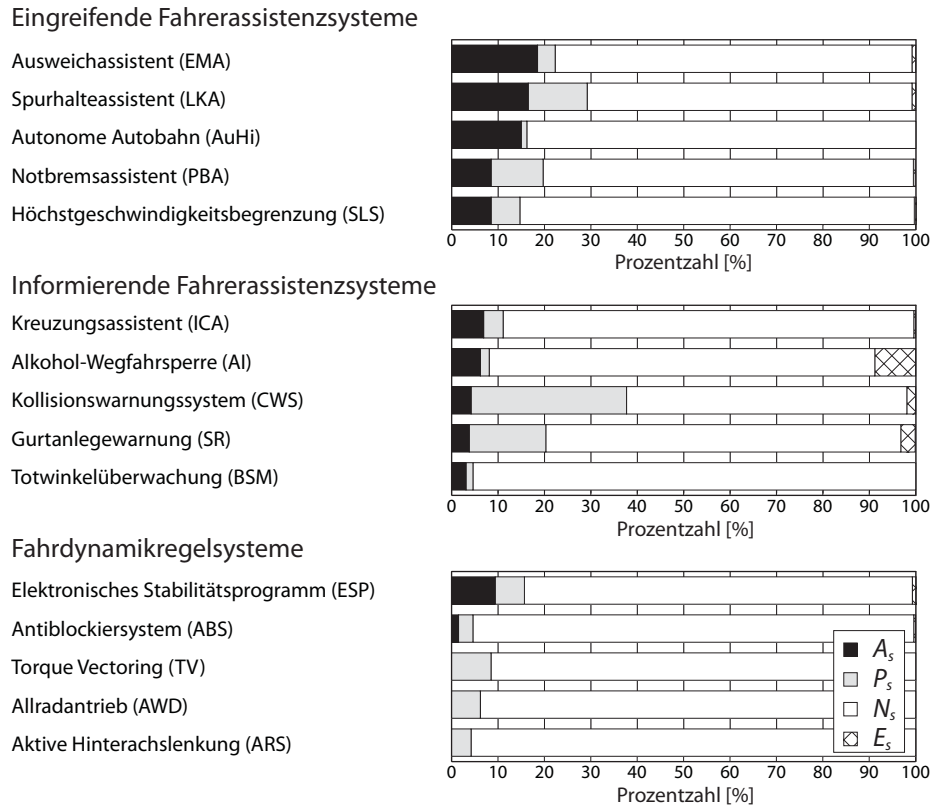


Abbildung 6.2: Sicherheitspotentiale von Fahrerassistenzsystemen und Fahrdynamikregelsystemen. Auszug aus der RCS-TUG Studie

Eine besonders hohe Wirksamkeit zeigen vor allem jene Systeme, welche durch eine autonome Betätigung des Lenksystems die Querführung des Fahrzeugs aktiv beeinflussen (EMA, LKA und AuHi). Im Schnitt können mit diesen *eingreifenden Fahrerassistenzsystemen* 16.7% der untersuchten Unfälle vermieden und in weiteren 5.9% zumindest die Unfallschwere reduziert werden. Ebenfalls durchwegs hohe Potentiale zeigen die beiden Systeme der Längsführung (PBA und SLS). Aus der Gruppe der *informierenden Fahrerassistenzsysteme* können vor allem der Kreuzungsassistent, welcher ein Vermeidungspotential von 6.9% aufweist, und das Kollisionswarnungssystem, dieses besitzt im Vergleich aller Systeme mit 33.5% das höchste Potential zur Reduktion der Unfallschwere, hervorgehoben werden. Die Potentiale der Fahrdynamikregelsysteme fallen mit Ausnahme von ESP deutlich geringer aus als jene der untersuchten FAS. In Anbetracht dieser Ergebnisse werden im Folgenden die Einsatzpotentiale der entwickelten Fahrzeugaktoren am Beispiel des effizientesten aller Assistenzsysteme, dem Ausweichassistenten, analysiert.

6.3 Funktionsweise eines Ausweichassistenten

Die Funktionsweise eines Ausweichassistenten ist in Abbildung 6.3 schematisch dargestellt. Es handelt sich hierbei um ein Unfallvermeidungssystem, welches selbsttätig auf Basis von Sensordaten einen Eingriff in die Fahrdynamik vornimmt. Neben der Ausführung der Lenkbewegung wird auch die Fahrgeschwindigkeit vom FAS geregelt. Diese kann je nach Notsituation vom System reduziert, angehoben bzw. konstant gehalten werden [Stä08]. In der vorliegenden Arbeit wird davon ausgegangen, dass eine Notsituation vorliegt, bei welcher eine konstante Geschwindigkeit gefordert wird. Unter diesen Voraussetzungen gliedert sich der Eingriff in folgende vier Phasen:

1. Erkennung

Die zuverlässige und fehlerfreie Erkennung einer Gefahrensituation ist eine der wesentlichen Herausforderungen bei der Umsetzung eines Ausweichassistenten. Zum einen muss mit Hilfe der Umfeldsensorik ein virtuelles Abbild der Wirklichkeit generiert werden. Dazu werden unterschiedliche Laser-, Radar- und/oder Kamerasysteme eingesetzt. Durch die Integration der generierten Informationen in ein Gesamtsystem, man spricht in diesen Zusammenhang von *Sensorfusion*, kann die Qualität der Umgebungserfassung deutlich gesteigert werden [VK01]. Zum anderen ist es notwendig, die Bewegung des eigenen Fahrzeugs vorauszuberechnen. Die Prädiktion der Fahrzeugbewegung basiert dabei auf den gemessenen Zustandsgrößen des eigenen Fahrzeugs.

2. Warnung

Beim Erkennen einer Gefahrensituation wird der Fahrzeuglenker über akustische und/oder visuelle und/oder haptische Signale informiert. Die Intensität der Warnungen kann dabei bis zum Erreichen des Eingriffszeitpunkts kontinuierlich gesteigert werden. Gleichzeitig findet die Planung und Berechnung des Noteingriffs statt. Dazu gehört neben der Trajektorienplanung auch die Beurteilung von möglichen Ausweichszenarien.

3. Entscheidung

Das oberste Strategieziel der Eingriffsentscheidung ist es, das Ausweichmanöver erst zum physikalisch letztmöglichen Zeitpunkt einzuleiten, um so dem Fahrer möglichst lange die Möglichkeit zu bieten, den Unfall selbst zu vermeiden. Dies hat den positiven Nebeneffekt, dass Fehlerkennungen der Fahrumgebungserfassung reduziert werden können [Eic11]. Für den Fall, dass keine realisierbare Ausweichtrajektorie gefunden werden kann, wird eine automatische Notbremsung eingeleitet um die Aufprallenergie auf ein Minimum zu reduzieren.

4. Eingriff

Nach getroffener Eingriffsentscheidung wird das Ausweichmanöver eingeleitet. Die zuvor geplante Trajektorie bildet nunmehr die Sollgröße für die

Fahrdynamikregelung. Zur Umsetzung der Stellbefehle werden die verfügbaren Lenk-, Antriebs- und Bremssysteme genutzt.

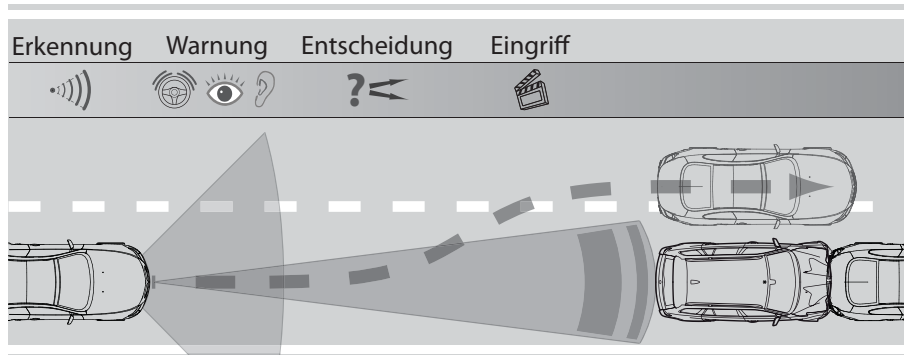


Abbildung 6.3: Schematische Darstellung des Eingriffsverhaltens eines Ausweichassistenten

6.4 Modell zur Bestimmung des letztmöglichen Eingriffszeitpunktes

Das primäre Ziel des Ausweichassistenten ist es, einen vorgegebenen lateralen Offset bei möglichst kurzer Manöverlänge zu erreichen. Die Minimierung der Bahnlänge der Ausweichtrajektorie enthält implizit auch die Forderung nach der spätestmöglichen Einleitung des autonomen Eingriffs in die Querführung. Bei der geometrischen Beschreibung der Sollspur muss unter anderem darauf geachtet werden, dass die vorgegebene Kurve physikalisch fahrbar ist. Beschränkend wirken dabei neben der Fahrbahnbeschaffenheit auch die Stellgrößenbeschränkungen der von der Fahrdynamikregelung kontrollierten Aktoren. Im nachfolgenden Abschnitt wird ein Vorgehensmodell beschrieben, mit welchem der physikalisch letztmögliche Eingriffszeitpunkt, in Abhängigkeit der eingesetzten Aktorik und der vorherrschenden Fahrbahnbedingungen, bestimmt werden kann. Der iterative Lösungsweg des entwickelten Simulationsprozesses ist in Abbildung 6.4 dargestellt, siehe auch [NLER11].

Die Planung der Solltrajektorie stellt das erste von insgesamt vier Modulen des vorgeschlagenen Algorithmus dar. Nach Erkenntnissen in der Literatur beschreibt die Bewegung des Fahrzeugschwerpunkts bei der Durchführung eines Spurwechselmanövers eine S-förmige Bahnkurve. Für die mathematische Beschreibung derartiger Kurven können verschiedene Ansätze gewählt werden. *Stählin* vergleicht in seiner Arbeit diverse Methoden der Bahnvorgabe und kommt zum Schluss, dass sigmoide Funktionen die Anforderungen hinsichtlich einer optimalen Ausweichtrajektorie am besten erfüllen [Stä08]. Im Modul *Bahnplanung* wird die Referenztrajektorie als Sigmoide der Form

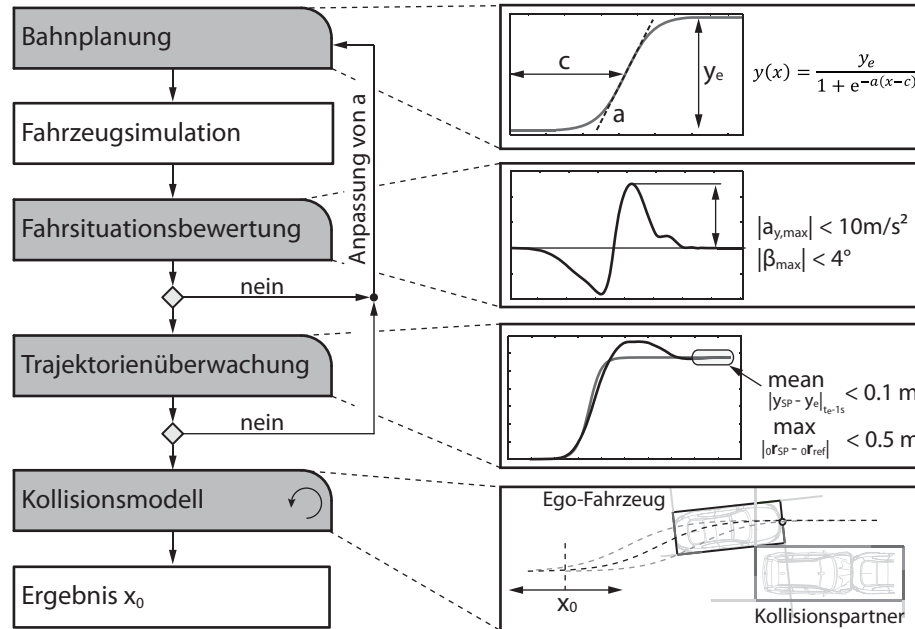


Abbildung 6.4: Vorgehensmodell zur Bestimmung des letztmöglichen Eingriffszeitpunktes

$$y(x) = \frac{y_e}{1 + e^{-a(x-c)}} \quad (6.1)$$

berechnet. Hierin kennzeichnet der Parameter y_e den lateralen Offset, den das Fahrzeug während des Ausweichvorgangs überwinden muss. Die Lage des Wendepunkts wird durch die Vorgabe von c festgelegt. Zur vollständigen Parametrierung der Sigmoide fehlt nur noch die Steigung im Wendepunkt, welche über den Parameter a definiert wird.

Das Ziel der ersten Simulationsschleife besteht darin, die Tangentensteigung a derart festzulegen, dass das Fahrzeug während des Manövers stets in einem fahrdynamisch stabilen Zustand verbleibt. Ausgehend von einem vordefinierten Startwert a_0 wird a solange reduziert bis sich die Maximalwerte der Querbesehleunigung und des Schwimmwinkels innerhalb vorgegebener Grenzen befinden. Die realisierbare Tangentensteigung wird dabei maßgeblich vom vorherrschenden nominellen Fahrbahnreibungwert und von der aktorischen Ausstattung des untersuchten Fahrzeugs beeinflusst.

In einer weiteren Iterationsschleife wird überprüft, ob das Fahrzeug der Trajektorie mit ausreichender Genauigkeit folgen kann. Dazu werden im Modul *Trajektorienüberwachung* zwei Kriterien ausgewertet. Es handelt sich hierbei um die maximale Querabweichung von der Sollspur

$$\max |{}_0\mathbf{r}_{SP} - {}_0\mathbf{r}_{ref}| < 0.5 \text{ m} \quad (6.2)$$

sowie um die durchschnittliche bleibende Querabweichung am Ende des Manövers

$$\text{mean } |y_{SP} - y_e|_{(t_e - 1 \text{ s})} < 0.1 \text{ m.} \quad (6.3)$$

Die Lage des Wendepunkts c wird im Zuge der Berechnungsschleifen durch Umformung der Gleichung (6.1) bestimmt.

Die Schwerpunktrajektorie und der Gierwinkel, welche sich im physikalisch gerade noch fahrbaren Ausweichmanöver einstellen, bilden die Eingabeparameter für das *Kollisionsmodell*. Hierin wird durch Variation des Startpunkts x_0 des Manövers der letztmögliche kollisionsfreie Eingriffszeitpunkt ermittelt. Zur Kontaktüberprüfung wird ein geometrischer Algorithmus eingesetzt, wobei die Fahrzeugaußenkonturen mit Hilfe von Rechtecken approximiert werden. Der Iterationsprozess wird positiv abgebrochen, wenn jene Kurve gefunden wurde, welche eine Kollision mit einem vordefinierten Sicherheitsabstand zwischen den Fahrzeugen gerade noch verhindert.

6.5 Auswahl der Fahrzeugkonfigurationen

Zusätzlich zu den aus Abschnitt 5.2 bekannten Fahrzeugausstattungen wird im nachfolgenden Untersuchungsteil das Potential von vier weiteren Konfigurationen, welche in Abbildung 6.5 schematisch dargestellt sind, analysiert. Das größte Unterscheidungsmerkmal dieser Varianten ist die Zahnstangenlenkung an der Vorderachse. Während bei den Fahrzeugkonfigurationen *Fzg.1* bis *Fzg.4* aus Abschnitt 5.2 die Lenkung der Vorderräder radindividuell erfolgt, können die Lenkwinkel von *Fzg.5* bis *Fzg.8* aufgrund der mechanischen Koppelung über das Lenkgestänge nicht unabhängig voneinander eingestellt werden.

Die ausgewählten Fahrzeugvarianten unterscheiden sich jeweils in einem aktori-schen Freiheitsgrad. Damit ist es möglich, durch Vergleich zweier Konfigurationen das Potential eines Aktors zu identifizieren. Der Mehrwert eines TV-Systems an der Vorderachse kann beispielsweise anhand einer Gegenüberstellung der Simulationsergebnisse von *Fzg.5* und *Fzg.6* bzw. bei Fahrzeugen ohne Hinterachslenkung durch Vergleich der Varianten *Fzg.7* und *Fzg.8* festgestellt werden. Das Potential der Einzelradlenkung an der Vorderachse kann durch Vergleich der Fahrzeuge *Fzg.1* und *Fzg.5* bzw. *Fzg.2* und *Fzg.6* ermittelt werden.

Die Verstellbereiche, die mit den eingesetzten Aktoren realisiert werden können, sind in Tabelle 6.1 dargestellt. Da alle Fahrzeuge über ein einheitliches mechanisches Bremssystem verfügen, wird dieses in der Gegenüberstellung nicht explizit angeführt. Das definierte maximale Bremsmoment beträgt pro Rad $M_B = 3000 \text{ Nm}$.

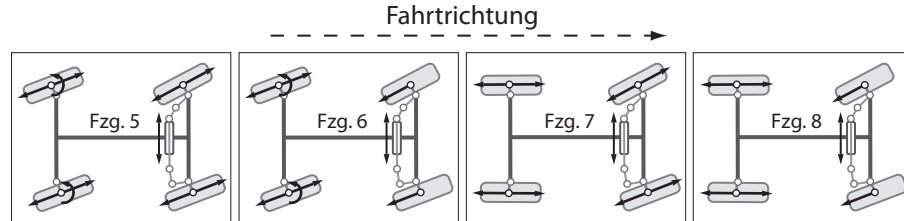


Abbildung 6.5: Überblick der untersuchten Fahrzeugkonfigurationen mit Zahnstangenlenkung an der Vorderachse

	LENKSYSTEM		RADNABENMOTOREN	
	Lenkwinkel vorne [°]	Lenkwinkel hinten [°]	vorne: Nennpunkt M_{nenn} @ n_{nenn}	hinten: Nennpunkt M_{nenn} @ n_{nenn}
Fzg.5	$-42 \leq \delta_m \leq +42$	$-20 \leq \delta_{l,r} \leq +20$	14.6 Nm bei 4916 U/min	14.6 Nm bei 4916 U/min
Fzg.6	$-42 \leq \delta_m \leq +42$	$-20 \leq \delta_{l,r} \leq +20$	-	29.2 Nm bei 4843 U/min
Fzg.7	$-42 \leq \delta_m \leq +42$	-	14.6 Nm bei 4916 U/min	14.6 Nm bei 4916 U/min
Fzg.8	$-42 \leq \delta_m \leq +42$	-	-	29.2 Nm bei 4843 U/min

Tabelle 6.1: Verstellbereich der untersuchten Fahrzeugkonfigurationen mit Zahnstangenlenkung an der Vorderachse

Für die Radnabenmotoren wird jeweils der Nennpunkt angegeben. Kurzfristig kann die Leistung der Motoren um den Überlastfaktor OF (vgl. Formel 3.13) angehoben werden. Die konstante Getriebeübersetzung beträgt sowohl für den Zweirad- als auch für Vierradantrieb $i_G = 9.5$.

6.6 Simulationsergebnisse

Abbildung 6.7 zeigt die mit dem entwickelten Vorgehensmodell erzielten Untersuchungsergebnisse. Das Ausweichmanöver zur Kollisionsvermeidung wird bei einer Geschwindigkeit von 130 km/h auf ebenen Fahrbahnen mit unterschiedlichem Haftungspotential durchgeführt. Die Variation des nominellen Kraftschlusswertes von $\mu = 0.3$ bis $\mu = 1$ deckt eine große Bandbreite von Witterungsbedingungen ab, vgl. dazu [MW04], und erlaubt somit Rückschlüsse auf die Einsatzpotentiale im gesamten Fahrbereich. Als Kriterium zur Bewertung der untersuchten Fahrzeugkonfigurationen wird die Eingriffszeitdifferenz Δt zum Referenzfahrzeug herangezogen. Die Bezugsbasis für die dargestellten Ergebnissen bildet das Fahrzeug *Fzg.8*, welches über eine Zahnstangenlenkung an der Vorder-

achse sowie über zwei Radnabenmotoren an der Hinterachse verfügt. Abbildung 6.6 zeigt eine schematische Darstellung zur Berechnung der Eingriffszeitdifferenz.

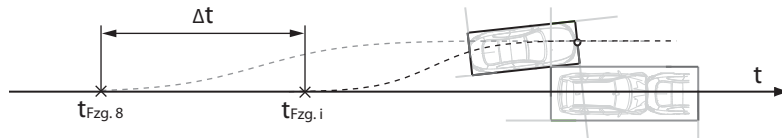


Abbildung 6.6: Schematische Darstellung zur Berechnung der Eingriffszeitdifferenz zum Referenzfahrzeug *Fzg.8*

Wie bereits bei den Untersuchungen im Kapitel 5 wird das Bremsmoment durch Überlagerung des elektrischen Moments der Radnabenmotoren und jenes des mechanischen Bremssystems erzeugt.

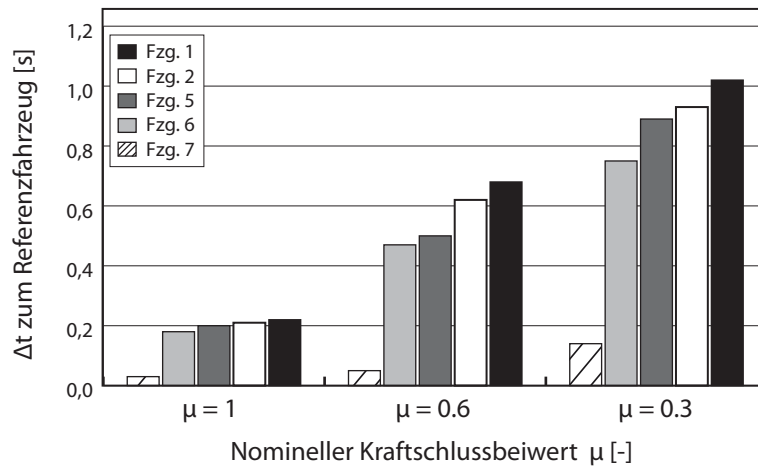


Abbildung 6.7: Letztmöglicher Eingriffszeitpunkt zur Kollisionsvermeidung in Abhängigkeit des nominellen Kraftschlussbeiwertes und der eingesetzten aktiven Systeme

Aus der Analyse der Ergebnisse kann ein allgemeiner Trend dahingehend abgeleitet werden, dass bei niedrigem Haftungspotential der Einsatz von zusätzlichen aktiven Systemen deutlich wirkungsvoller ist als bei guten Fahrbahnverhältnissen. Auf trockenem Asphalt ($\mu = 1$) beträgt die Spanne der Eingriffszeitdifferenzen ca. 0.2 s, wohingegen bei eisigen Fahrbahnverhältnissen ($\mu = 0.3$) bereits Unterschiede bis zu 1 s auftreten.

Im Vergleich der Einzelsysteme weist die radindividuelle Lenkung an der Hinterachse das größte Verbesserungspotential auf. Ersichtlich wird dies bei Gegenüberstellung der Ergebnisse der Fahrzeuge mit Hinterachslenkung (*Fzg.5* und *Fzg.6*) mit jenen ohne aktiv gelenkten Hinterrädern (*Fzg.7* und *Fzg.8*). Der Unterschied im Triggerzeitpunkt des Ausweichassistenten beträgt hierbei je nach Fahrbahnbeschaffenheit zwischen 0.15 und 0.7 s.

Der Mehrwert des *Torque Vectoring*-Systems an der Vorderachse macht sich erst bei einem Kraftschlussbeiwert von 0,3, mit einem Unterschied im Auslösezeitpunkt von ca. 0,1 s, bemerkbar. Der Grund hierfür liegt im begrenzten Stellbereich der Radnabenmotoren. Bei guten Fahrbahnverhältnissen reichen die erzeugten Antriebskräfte nicht aus, um die Fahrdynamik entscheidend zu beeinflussen, wohingegen bei rutschiger Fahrbahn der zusätzliche Freiheitsgrad effektiver genutzt werden kann.

Die Vorteile der Einzelradlenkung an der Vorderachse gegenüber der paarweisen Betätigung über eine Zahnstange wirken sich ebenfalls erst bei schlechter werdendem Haftungspotential aus. Im Schnitt können die Fahrzeuge mit unabhängig voneinander gelenkten Vorderrädern das Ausweichmanöver um 0,1 bis 0,2 s später einleiten.

In den Diagrammen der Abbildung 6.8 ist der Ausnutzungsgrad η der horizontalen Reifenkraft bei unterschiedlichen Fahrbahnverhältnissen für die Fahrzeugkonfiguration *Fzg.1* dargestellt. Dieser berechnet sich aus dem Quotienten zwischen der aktuell wirkenden und der maximal übertragbaren Horizontalkraft und nimmt demnach Werte zwischen Null und Eins an:

$$\eta_i = \frac{\sqrt{F_{x,i}^2 + F_{y,i}^2}}{\sqrt{F_{xmax,i}^2 + F_{ymax,i}^2}}. \quad (6.4)$$

Ausnutzungsgrade nahe Eins sind ein Indiz dafür, dass das Fahrzeug im fahrdynamischen Grenzbereich bewegt wird. Bei der Durchführung des Ausweichmanövers auf trockenem Asphalt wird der Reifen nur kurzfristig an der Haftungsgrenze beansprucht. Der Grund hierfür liegt in den hohen Reaktionskräften im Latsch, welche dazu führen, dass die Aktoren nahe des maximalen Stellbereichs betrieben werden müssen. Dies wiederum hat zur Folge, dass unter Umständen die theoretisch optimale Verteilung der Stellgrößen technisch nicht realisierbar ist. Dieser Sachverhalt erklärt auch die relativ geringen Unterschiede zwischen den untersuchten Fahrzeugkonfigurationen hinsichtlich des letztmöglichen Eingriffszeitpunktes zur Kollisionsvermeidung auf der Fahrbahn mit $\mu = 1$, siehe Abbildung 6.7.

Wie die zeitlichen Verläufe aus Abbildung 6.8 des Weiteren zeigen, hat ein sinkender Fahrbahnreibwert ein deutliches Ansteigen des durchschnittlichen Ausnutzungsgrades zur Folge. Die Stellgrößen der aktiven Systeme reichen bei diesen Bedingungen aus, um den Reifen dauerhaft an dessen Haftungsgrenze zu beanspruchen, was wiederum dazu führt, dass die Verteilungsstrategie der Fahrdynamikregelung effektiver umgesetzt werden kann. Der dadurch erzielbare Vorteil infolge der Überaktuierung spiegelt sich in den zuvor präsentierten Simulationsergebnissen wider. Allerdings gilt es zu beachten, dass aufgrund der niedrigen Kraftreserven über weite Teile des Manövers bereits geringfügige Störungen ausreichen, um eine Instabilität des Fahrzeugs hervorzurufen.

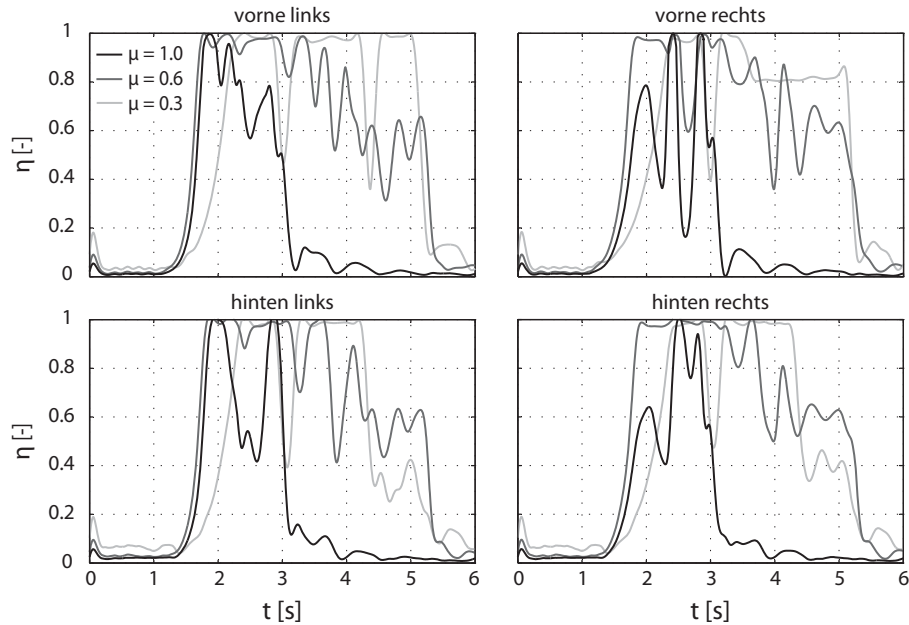


Abbildung 6.8: Ausnutzungsgrad der horizontalen Reifenkraft bei unterschiedlichen Fahrbahnverhältnissen für die Fahrzeugkonfiguration *Fzg.1*

6.7 Zusammenfassung

In diesem Kapitel wird ein Vorgehensmodell entwickelt, mit welchem der physikalisch letztmögliche Zeitpunkt zur Einleitung eines unfallvermeidenden Ausweichmanövers, in Abhängigkeit der eingesetzten Aktorik und der vorherrschenden Fahrbahnbedingungen, bestimmt werden kann. Aus der Analyse der Ergebnisse kann ein allgemeiner Trend dahingehend abgeleitet werden, dass auf eisigen und nassen Fahrbahnen der Einsatz von radselektiv eingreifenden Fahrdynamikregelsystemen deutlich wirkungsvoller ist als auf trockener Fahrbahn. Auf griffigem Asphalt können sehr große Fahrzeugbeschleunigungen und damit auch Reifenkräfte auftreten. Damit das Fahrzeug der vorgegebenen Solltrajektorie folgen kann, müssen die aktiven Systeme nahe deren Stellgrößenbeschränkungen betrieben werden, wodurch die Freiheiten bei der Allokation der Stellgrößen eingeschränkt sind. Bei schlechter werdenden Fahrbahnverhältnissen können generell geringere Reifenkräfte übertragen werden. Dadurch ergeben sich Reserven in den Stellgrößen der Aktoren, was wiederum dazu führt, dass die Verteilungsstrategie der Fahrdynamikregelung effektiver umgesetzt werden kann. Der Vergleich der untersuchten Fahrzeugkonfigurationen bestätigt das hohe Eingriffspotential der radselektiven Lenkung an der Hinterachse. Der zusätzliche Einsatz von Radnabenmotoren an der Vorderachse weist nur geringfügiges Verbesserungspotential auf. Um dieses Regelsystem effektiver nutzen zu können, müsste der Stellbereich

deutlich angehoben werden, was allerdings im Widerspruch zu einigen anderen Auslegungskriterien steht.

Obwohl in diesem Kapitel die Potentiale der Einzelradaktorik anhand eines ausgewählten Beispiels untersucht wurden, können die getroffenen Aussagen auch auf andere Assistenzsysteme zur Beeinflussung der horizontalen Fahrzeugdynamik umgelegt werden. Zusammenfassend kann somit festgehalten werden, dass die empfohlenen Systemkonfiguration, bestehend aus vier radindividuell eingreifenden Lenksystemen und zwei Radnabenmotoren an der Hinterachse, zu einer wesentlichen Steigerung der Fahrsicherheit im fahrdynamischen Grenzbereich beitragen kann.

7

Zusammenfassung und Schlussfolgerungen

In der initialen Phase der Produktentstehung eines Automobils werden die Bedürfnisse der angesprochenen Kundenzielgruppe in Zielkriterien für den nachfolgenden Entwicklungsprozess umgelegt. Von besonderer Bedeutung sind neben der Kostenbetrachtung die Anforderungen an das Platzangebot, die Insassensicherheit, den Reisekomfort, das Design und in Zeiten zunehmender Energiekosten auch die Gesamteffizienz des Fahrzeugs. Konventionelle Fahrzeugarchitekturen bieten im Hinblick auf die Erfüllung der teils mit Zielkonflikten behafteten Aufgabenstellungen nur wenig Spielraum für umfassende Optimierungsmaßnahmen. Aus diesem Grund ist die Erforschung innovativer Fahrzeugkonzepte als fester Bestandteil in den Strategiezielen der Automobilhersteller verankert. Insbesondere die rasanten Fortschritte im Bereich der Mechatronik bilden den Nährboden für neuartige Designstudien, welche es ermöglichen einen Großteil der vorhandenen Zielkonflikte aufzuweiten.

Die vorliegende Dissertation verfolgt einen radikaler Ansatz, welcher in den letzten Jahren für viel Aufsehen gesorgt hat. Dabei werden alle Antriebs- und Fahrwerkskomponenten in die Radbaugruppe integriert, wodurch die radindividuelle Steuerung aller Bewegungsfreiheitsgrade des Rades ermöglicht wird. Man spricht in diesem Zusammenhang von einem elektromechanischen Corner Modul (ECM). Die Substitution der bewährten mechanischen Antriebe und Betätigungen durch elektromechanische Stellglieder führt zu einer Reihe von funktionellen Vorteilen und gestalterischen Freiheiten aber auch zu einer Vielzahl neuer Fragestellungen. Die rasant zunehmende Anzahl an Forschungsaktivitäten auf diesem Gebiet

ist einerseits ein Indiz für die Aktualität der Thematik und spiegelt andererseits die erhofften Verbesserungspotentiale im Zusammenhang mit dieser neuartigen Technologie wider. Wie eine Analyse der aktuellen Entwicklungsstände von diversen Automobilherstellern und Automobilzulieferern zeigt, hat sich bislang kein Industriestandard bezüglich des Aussehens und der Ausstattung eines ECMs durchgesetzt. Die Komplexität der Aufgabenstellung begründet sich vor allem in den vielfältigen aktorischen Kombinationsmöglichkeiten und den damit verbundenen Freiheitsgraden zur Beeinflussung der Fahrdynamik, die in der Vergangenheit vorwiegend als Diversifizierungsmerkmale eingesetzt wurden. Des Weiteren beruhen die unterschiedlichen Auffassungen auf einer Informationsarmut in einigen bislang unzureichend erforschten Wissensgebieten. Dazu gehören unter anderem die Entwicklung von Fail-Safe-Strategien im Fehlerfall eines Aktors, die Analyse der Auswirkungen erhöhter Radmassen auf den Fahrkomfort oder auch der Entwurf einer Fahrdynamikregelung mit dem Ziel einer zweckmäßigen Allokation der Stellgrößen auf die verfügbaren Aktoren. Die vorliegende Arbeit setzt sich demnach zum Ziel, den fahrdynamischen Nutzen elektromechanischer Corner-Module zu erheben, um darauf aufbauend einen Beitrag zur Beantwortung der zuvor genannten Forschungsfragen beizusteuern. Die Erkenntnisse aus dieser Arbeit sollen des Weiteren die Entscheidungsfindung bezüglich der sinnvollen aktorischen Ausstattung eines ECMs auf System- und Fahrzeugebene unterstützen. Im Rahmen der Arbeit wird die Zielerreichung in verschiedene Teilschritte untergliedert und in den sieben Kapiteln, welche im Folgenden zusammengefasst werden, abgearbeitet.

Kapitel 1: Nach einer allgemeinen Einleitung in die Thematik werden die Unterschiede zwischen konventionellen Radaufhängungen und jenen mit elektromechanischen Corner-Modulen erläutert. Es folgt eine Beschreibung der Herausforderungen und der Möglichkeiten, die sich im Zusammenhang mit den neuartigen Fahrwerks- und Antriebskonzepten ergeben. Anschließend wird ein Überblick der aktuellen Forschungs- und Entwicklungsaktivitäten von Seiten der Fahrzeughersteller, der Zulieferindustrie und der wissenschaftlichen Institutionen gegeben. Das Kapitel schließt mit der Definition der Zielsetzung für die vorliegende Arbeit.

Kapitel 2: Das primäre Ziel dieses Abschnittes ist die Auswahl eines vielversprechenden Aktorkonzeptes für die Anwendung in einem elektrisch betriebenen Fahrzeug mit unabhängigen Radantriebs- und Radaufhängungsmodulen. Die Grundlage der Systemauswahl bildet eine umfassende Analyse des derzeitigen Stands der Technik auf dem Gebiet der radselektiv eingreifenden Fahrdynamikregelsysteme. Die vorgestellten Aktoren werden anschließend im Hinblick auf deren Potential zur Beeinflussung der Fahrzeugdynamik bewertet. Dazu wird in einem ersten Schritt eine Methode vorgestellt, mit welcher das stabilisierende Giermoment durch einen definierten Aktoreingriff ermittelt und dargestellt werden kann. Die untersuchten Brems- und Antriebssysteme sowie die aktiven Lenksysteme weisen im Gegensatz zur radindividuellen Verstellung der Radlast ein deutlich größeres Potential zur Erzeugung stabilisierender Giermomente auf. Der empfohlene Stellbereich liegt für einen Personenkraftwagen der Mittelklasse

bei den Brems- und Antriebseingriffen im Bereich zwischen ± 6000 Nm, bei den Lenksystemen zwischen $\pm 5^\circ$ und bei den Vertikalkrafteingriffen in der Größenordnung von ± 3000 N. Der zweite Schwerpunkt des Kapitels liegt in der Beurteilung des vertikalen Schwingungsverhaltens von Fahrzeugen mit elektrischen Radnabenmotoren. Neben den theoretischen Hintergründen wird insbesondere auf die Möglichkeiten der Vertikaldynamikregelung zur Steigerung des Fahrkomforts unter der Prämisse minimalen Energiebedarfs eingegangen. Es kann gezeigt werden, dass semi-aktive Fahrwerksysteme basierend auf einer konventionellen *Skyhook*-Regelstrategie unter den getroffenen Voraussetzungen nur geringfügiges Verbesserungspotential aufweisen. Deutlich wirksamer ist das untersuchte aktive Dämpfungssystem, mit welchem das Komfortkriterium in einem weiten Bereich der variierten Parameter gesteigert werden kann. Unter Berücksichtigung der Untersuchungsergebnisse und der Randbedingungen hinsichtlich des Einsatzszenarios, wird für die weitere Arbeit ein elektromechanisches Corner-Modul, bestehend aus radindividuell eingreifenden, elektrisch betätigten Antriebs-, Brems- und Lenksystemen ausgewählt.

Kapitel 3: Im dritten Kapitel werden die eingesetzten Simulationsmodelle zur Abbildung des dynamischen Verhaltens des Fahrzeugs sowie der eingesetzten Aktoren vorgestellt. Neben der Beschreibung der entwickelten Fahrdynamiksimulationsumgebung MOVES², welche die Grundlage für alle weiteren fahrdynamischen Untersuchungen bildet, wird im Anschluss ein Überblick über die eingesetzten Aktoren gegeben. Das Kapitel schließt mit der Vorstellung der Co-Simulationsumgebung, auf Basis welcher die Aktormodelle in die Fahrdynamiksimulation eingebunden werden.

Kapitel 4: Dieser Abschnitt der Arbeit befasst sich mit dem Entwurf einer Fahrdynamikregelung zur Berechnung der Stellgrößen für die zuvor ausgewählten radindividuell eingreifenden Fahrdynamikregelsysteme. Zunächst werden die Herausforderungen im Hinblick auf die Regelung von *überaktuierten* Fahrzeugen erläutert. Nachfolgend werden das vorgeschlagene Regelkonzept eingeführt und die getroffenen Randbedingungen definiert. Zur Realisierung der gewünschten horizontalen Fahrzeugbewegung wird ein Horizontaldynamikregler entwickelt, der das Fahrzeug entlang des vorgegebenen Sollkurses führt. Im Hauptteil dieses Kapitels wird eine Methode vorgestellt, mit welcher die Stellgrößen in optimaler Weise auf die zur Verfügung stehenden Aktoren aufgeteilt werden. Die als Optimierungsproblem formulierte Allokationsstrategie liefert die Stellsignale für die einzelnen Aktoren, wobei sowohl Einschränkungen bezüglich der nichtlinearen Reifencharakteristiken als auch zeitvariable Stellgrößenbeschränkungen der Aktoren einbezogen werden.

Kapitel 5: Im fünften Kapitel wird das Fahrverhalten von Fahrzeugkonfigurationen mit unterschiedlicher aktorischer Ausstattung in sicherheitskritischen Fahrsituationen, hervorgerufen durch den Ausfall eines Radnabenantriebs beziehungsweise eines Lenkungsaktors, untersucht. Das Ziel der Analysen besteht in der Erfassung der Sicherheitsrelevanz verschiedener Fehlerszenarien und in der Ableitung von geeigneten Eingriffsmaßnahmen für die Fahrdynamikregelung. Es

kann in ausgewählten Fahrmanövern anhand der vorgeschlagenen Bewertungskriterien der Nachweis erbracht werden, dass sich durch den Einsatz aktiver Lenksysteme an der Hinterachse das größte Stabilisierungspotential einstellt. Mit Hilfe der entwickelten Fahrdynamikregelung gelingt es einen Ausfall automatisiert zu erkennen und das Fahrzeug in einen stabilen Fahrzustand zu überführen.

Kapitel 6: Das Kapitel sechs analysiert die Einsatzpotentiale der in dieser Arbeit entwickelten Fahrzeugaktorik im Hinblick auf die Anwendung in einem ausgewählten Fahrerassistenzsystem. Zur Bewertung der Eingriffseffizienz wird ein Vorgehensmodell entwickelt, mit welchem der letztmögliche Eingriffszeitpunkt des Assistenzsystems in Abhängigkeit der aktorischen Ausstattung und der Fahrbahnbeschaffenheit ermittelt werden kann. Aus der Analyse der Ergebnisse kann ein allgemeiner Trend dahingehend abgeleitet werden, dass bei niedrigem Haftungspotential der Einsatz von zusätzlichen aktiven Systemen deutlich wirkungsvoller ist als bei guten Fahrbahnverhältnissen. Im Vergleich der Einzelsysteme weisen die Lenksysteme an der Hinterachse gefolgt von denen an der Vorderachse die höchste Effizienz auf. Der fahrdynamische Nutzen eines *Torque Vectoring*-Systems macht sich nur bei eisigen Fahrbahnverhältnissen bemerkbar.

Kapitel 7 - Schlussfolgerungen: In der vorliegenden Dissertation wird die neuartige Technologie der elektromechanischen Corner-Module erstmals umfassend beleuchtet. Im Gegensatz zum aktuellen Stand der Technik stellt die eingesetzte Aktorik nicht eine vorgegebene Randbedingung dar, sondern ist das Ergebnis eines zweistufigen Syntheseprozesses. Die entwickelten Werkzeuge und Regelalgorithmen zur Bewertung der Einflussnahme auf die horizontale und vertikale Fahrzeugdynamik sind speziell darauf ausgerichtet, die Vielzahl an aktorischen Kombinationsmöglichkeiten schnell und einfach untereinander vergleichen zu können. Während die Vorauswahl der Aktorik auf einer separaten Betrachtung der unterschiedlichen Stelleingriffe beruht, wird das operative Verhalten im fahrdynamischen Verbund mehrerer aktiver Systeme beurteilt. Insbesondere die auf einer Online-Optimierung basierende Methode zur Allokation der Stellgrößen stellt hierbei ein wertvolles Instrument zur fahrdynamischen Analyse der verschiedenen Fahrzeugkonfigurationen dar.

Die Arbeit liefert neue Erkenntnisse auf einigen bislang unzureichend erforschten Wissensgebieten. Im Hinblick auf das Fail-Safe-Verhalten konnte gezeigt werden, dass sich durch den gezielten Einsatz radselektiver Regelsysteme Redundanzen im Bereich der Hardware vermeiden lassen. Dies bringt neben einer Reduktion der Systemkomplexität den Vorteil, dass die Konstruktion der Aktoren und die Integration in die Radbaugruppe wesentlich vereinfacht werden. Des Weiteren wurde im Rahmen dieser Forschungsarbeit verdeutlicht, dass sich die Fahr-sicherheit durch den Einsatz der entwickelten Aktorik und Fahrdynamikregelung hinsichtlich einer Anwendung in einem Fahrerassistenzsystem gegenüber dem aktuellen Stand der Technik deutlich verbessern lässt. Unter Berücksichtigung der getroffenen Annahmen und Ergebnisse kann zusammenfassend festgehalten werden, dass sich für den Einsatz in zukünftigen Fahrzeugarchitekturen eine Kombination aus vier radindividuell eingreifenden Lenksystemen in Verbin-

derung mit zwei Radnabenmotoren an der Hinterachse als das aussichtsreichste Aktorkonzept herausgestellt hat.



Anhang A: Modellierung der virtuellen Versuchsfahrzeuge

A.1 Fahrzeug Koordinatensysteme

Zur Beschreibung der Fahrzeugbewegung werden folgenden Koordinatensysteme eingesetzt, vgl. Abbildung 3.4:

Inertialsystem $\{_0\mathcal{O}; 0x, 0y, 0z\}$

Ortsfestes Bezugssystem.

Fahrzeugfestes System $\{_F\mathcal{O}; Fx, Fy, Fz\}$

Das System ist fest mit der Karosserie verbunden. Der fahrgestellfeste Bezugspunkt $_F\mathcal{O}$ liegt im Aufbauschwerpunkt SP_A .

Horizontiertes Fahrzeug-Referenzsystem $\{_H\mathcal{O}; Hx, Hy, Hz\}$

Mit dem Fahrzeug mitbewegtes Bezugssystem. Die $_Hz$ -Achse steht parallel zur $_0z$ -Achse. Der Ursprung liegt im Fahrzeugschwerpunkt SP .

Wheel-Axis-System $\{_W\mathcal{O}; Wx, Wy, Wz\}$

Horizontiertes Rad-Koordinatensystem mit Ursprung im Latschmittelpunkt $_W\mathcal{O}$.

Center-Axis-System $\{_C\mathcal{O}; Cx, Cy, Cz\}$

Rad-Koordinatensystem mit Ursprung in der Radmitte $_C\mathcal{O}$.

A.2 Herleitung der Bewegungsgleichungen für das lineare Einspurmodell

In dieser Arbeit dient das lineare Einspurmodell als Grundlage für den Entwurf des Horizontaldynamikreglers, welcher im Abschnitt 4.3 vorgestellt wird. Für den Reglerentwurf wird eine Modellbeschreibung der Form

$$\dot{\mathbf{x}} = \mathbf{A}\mathbf{x} + \mathbf{B}\mathbf{u} \quad (\text{A.1})$$

$$\text{mit } \mathbf{x} = [\beta \quad \omega_z]^T \quad (\text{A.2})$$

$$\text{und } \mathbf{u} = [F_{y,v}^{ext} \quad F_{y,h}^{ext} \quad M_z^{ext}]^T \quad (\text{A.3})$$

benötigt. Die folgende Herleitung der Systemmatrix \mathbf{A} und der Eingangsmatrix \mathbf{B} lehnt sich an [Hir09a] an. Die Ausgangsbasis bildet ein ebenes Fahrzeugmodell mit zwei translatorischen und einem rotatorischen Freiheitsgrad, vgl. Abbildung 3.3. Die Bewegungsgrößen können in einen 3×1 -Geschwindigkeitsvektor ${}_F\mathbf{z}$, welcher sich auf das fahrzeugfeste Koordinatensystem ${}_F\mathcal{O}$ bezieht, zusammengefasst werden

$${}_F\mathbf{z} = \begin{bmatrix} v_x \\ v_y \\ \omega_z \end{bmatrix}. \quad (\text{A.4})$$

Die Umrechnung der fahrzeugbezogenen Geschwindigkeiten in das Inertialsystem erfolgt mit der Drehmatrix \mathbf{T}_{0F} über folgende Beziehung

$${}_0 \begin{bmatrix} \dot{x} \\ \dot{y} \\ \omega_z \end{bmatrix} = \underbrace{\begin{bmatrix} \cos \psi & -\sin \psi & 0 \\ \sin \psi & \cos \psi & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}}_{\mathbf{T}_{0F}} {}_F \begin{bmatrix} v_x \\ v_y \\ \omega_z \end{bmatrix}. \quad (\text{A.5})$$

Setzt man voraus, dass das Fahrzeug weder wankt noch nickt, kann die translatorische Beschleunigung des Fahrzeugschwerpunkts in fahrzeugfesten Koordinaten ${}_F\mathbf{a}$ gemäß

$${}_F\mathbf{a} = {}_F\dot{\mathbf{v}} + {}_F\boldsymbol{\omega} \times {}_F\mathbf{v} = \begin{bmatrix} \dot{v}_x \\ \dot{v}_y \\ 0 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ \omega_z \end{bmatrix} \times \begin{bmatrix} v_x \\ v_y \\ 0 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \dot{v}_x - \omega_z v_y \\ \dot{v}_y + \omega_z v_x \\ 0 \end{bmatrix} \quad (\text{A.6})$$

bestimmt werden. Die Winkelbeschleunigung ${}_F\boldsymbol{\alpha}$ ergibt sich aus der zeitlichen Ableitung der Winkelgeschwindigkeit

$${}_F\boldsymbol{\alpha} = \frac{d}{dt}({}_F\boldsymbol{\omega}) = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ {}_F\dot{\omega}_z \end{bmatrix}. \quad (\text{A.7})$$

Die allgemeinen Bewegungsgleichungen des Einspurmodells ergeben sich durch die Anwendung des Impuls- und Drallsatzes. Auf das Fahrzeug wirken einerseits die eingepprägten Reifenkräfte an der Vorderachse ${}_F F_{x,v}$, ${}_F F_{y,v}$ und Hinterachse ${}_F F_{x,h}$, ${}_F F_{y,h}$ sowie die äußeren Kräfte ${}_F F_{y,v}^{ext}$, ${}_F F_{h,v}^{ext}$ und das Moment ${}_F M_z^{ext}$, vgl. Abbildung 3.3.

$$\sum \mathbf{F} : m {}_F \mathbf{a} = \begin{bmatrix} F_{x,v} + F_{x,h} \\ F_{y,v} + F_{y,h} + F_{y,v}^{ext} + F_{y,h}^{ext} \\ 0 \end{bmatrix} \quad (\text{A.8})$$

$$\sum M_z : J_z \dot{\omega}_z = {}_F F_{y,v} l_v - {}_F F_{y,h} l_h + {}_F F_{y,v}^{ext} l_v - {}_F F_{y,h}^{ext} l_h + {}_F M_z^{ext} \quad (\text{A.9})$$

Nach Einsetzen des Beschleunigungsterms (A.6) in (A.8) können die Bewegungsgleichungen wie folgt zusammengefasst werden:

$$\begin{bmatrix} m & 0 & 0 \\ 0 & m & 0 \\ 0 & 0 & J_z \end{bmatrix} {}_F \begin{bmatrix} \dot{v}_x \\ \dot{v}_y \\ \dot{\omega}_z \end{bmatrix} = m \begin{bmatrix} \omega_z v_y \\ -\omega_z v_x \\ 0 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} F_{x,v} + F_{x,h} \\ F_{y,v} + F_{y,h} + F_{y,v}^{ext} + F_{y,h}^{ext} \\ F_{y,v} l_v - F_{y,h} l_h + F_{y,v}^{ext} l_v - F_{y,h}^{ext} l_h \end{bmatrix}. \quad (\text{A.10})$$

Zur Beschreibung der lateralen Reifencharakteristiken wird das folgende lineare Kraftgesetz angewandt:

$${}_F F_{y,v} = -c_{\alpha v} \alpha_v \quad (\text{A.11})$$

$${}_F F_{y,h} = -c_{\alpha h} \alpha_h. \quad (\text{A.12})$$

Unter der Annahme kleiner Werte für den Schräglaufwinkel α gilt außerdem

$$\tan \alpha_v \approx \alpha_v \approx \left(\frac{v_{y,v}}{v_{x,v}} \right) \quad \text{und} \quad \tan \alpha_h \approx \alpha_h \approx \left(\frac{v_{y,h}}{v_{x,h}} \right) \quad (\text{A.13})$$

Zur Berechnung der Schräglaufwinkel an der Vorderachse wird der Geschwindigkeitsvektor im Radmittelpunkt ${}_F \mathbf{v}_v$ benötigt.

$${}_F \mathbf{v}_v = {}_F \mathbf{v} + {}_F \boldsymbol{\omega} \times {}_F \boldsymbol{\Gamma}_v = \begin{bmatrix} v_x \\ v_y \\ 0 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ \omega_z \end{bmatrix} \times \begin{bmatrix} l_v \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} v_x \\ v_y + \omega_z l_v \\ 0 \end{bmatrix}. \quad (\text{A.14})$$

Für die Hinterachse gilt äquivalent dazu

$${}^F\mathbf{v}_h = {}^F\mathbf{v} + {}^F\boldsymbol{\omega} \times {}^F\mathbf{r}_h = \begin{bmatrix} v_x \\ v_y \\ 0 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ \omega_z \end{bmatrix} \times \begin{bmatrix} -l_h \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} v_x \\ v_y - \omega_z l_h \\ 0 \end{bmatrix}. \quad (\text{A.15})$$

Aus den Gleichungen (A.11) bis (A.15) folgen die Reifenseitenkräfte an den beiden Achsen:

$${}^F F_{y,v} = -c_{\alpha v} \begin{pmatrix} v_y + \omega_z l_v \\ v_x \end{pmatrix} \quad (\text{A.16})$$

$${}^F F_{y,h} = -c_{\alpha h} \begin{pmatrix} v_y - \omega_z l_h \\ v_x \end{pmatrix}. \quad (\text{A.17})$$

Um die Bewegungsgleichungen des Einspurmodells in die gewünschte Form nach Gleichung (A.1) zu überführen, werden folgende Linearisierungsansätze angewandt:

- Die Fahrgeschwindigkeit ${}^F v_x$ wird als konstant angenommen. Das bedeutet, dass ${}^F v_x$ von der Variable zum Parameter wird, womit sich die Zahl der Freiheitsgrade des Einspurmodells auf die gewünschten zwei reduziert.
- Es treten nur kleine Werte für den Gierwinkel ψ , die Gierrate ω_z und die Quergeschwindigkeit ${}^F v_y$ auf.
- Damit gilt für den Schwimmwinkel β :

$$\tan \beta \approx \beta \approx \begin{pmatrix} v_y \\ v_x \end{pmatrix}. \quad (\text{A.18})$$

- Der Zusammenhang zwischen Quergeschwindigkeit und Schwimmwinkel kann wie folgt hergestellt werden:

$${}^F v_y = {}^F v \sin \beta \rightarrow {}^F \dot{v}_y = {}^F \dot{v} \sin \beta + \dot{\beta} {}^F v \cos \beta \approx \dot{\beta} {}^F v_x \quad (\text{A.19})$$

Setzt man schließlich die Gleichungen für die Reifenkräfte (A.16), (A.17) sowie die Beziehungen für den Schwimmwinkel (A.18), (A.19) in die Bewegungsgleichungen (A.8) und (A.9) ein, können die gesuchten linearisierten Bewegungsgleichungen des Einspurmodells in Zustandsraumdarstellung angeschrieben werden

$$\begin{aligned}
\underbrace{\begin{bmatrix} \dot{\beta} \\ \dot{\omega}_z \end{bmatrix}}_{\dot{\mathbf{x}}} &= \underbrace{\begin{bmatrix} -\frac{c_{\alpha v} + c_{\alpha h}}{m v_x} & \frac{-c_{\alpha v} l_v + c_{\alpha h} l_h}{m v_x^2} - 1 \\ \frac{-c_{\alpha v} l_v + c_{\alpha h} l_h}{J_z} & \frac{-c_{\alpha v} l_v^2 + c_{\alpha h} l_h^2}{J_z v_x} \end{bmatrix}}_{\mathbf{A}} \underbrace{\begin{bmatrix} \beta \\ \omega_z \end{bmatrix}}_{\mathbf{x}} + \\
&\underbrace{\begin{bmatrix} \frac{1}{m v_x} & \frac{1}{m v_x} & 0 \\ \frac{l_v}{J_z} & -\frac{l_h}{J_z} & \frac{1}{J_z} \end{bmatrix}}_{\mathbf{B}} \underbrace{\begin{bmatrix} F_{y,v} \\ F_{y,h} \\ M_z \end{bmatrix}}_{\mathbf{u}}^{ext}
\end{aligned} \tag{A.20}$$

A.3 Beschreibung der Bewegung des nichtlinearen Gesamtfahrzeugmodells

Im folgenden Abschnitt werden die mathematischen Zusammenhänge zur Beschreibung der Bewegung des Aufbaus und der Räder des nichtlinearen Gesamtfahrzeugmodells beschrieben. Für eine detailliertere Herleitung der Bewegungsgleichungen wird auf die Arbeit von *Dürnberger* verwiesen [Dür11].

A.3.1 Bewegungsgleichungen des Aufbaus

Der Impulssatz

$$m_A \underbrace{(F\dot{\mathbf{v}}_{SP_A} + F\boldsymbol{\omega}_A \times F\mathbf{v}_{SP_A})}_{F\mathbf{a}_{SP_A}} = F\mathbf{F}_A \tag{A.21}$$

beschreibt die Bewegungen des Aufbau-Massenmittelpunktes SP_A unter dem Einfluss der Kräfte $F\mathbf{F}_A$. Zur Berechnung der translatorischen Beschleunigung $F\mathbf{a}_{SP_A}$ wird die Winkelgeschwindigkeit des Fahrzeugaufbaus relativ zum Inertialsystem $F\boldsymbol{\omega}_A$ benötigt. Diese folgt aus der Addition der drei Drehgeschwindigkeiten um ihre Achsen, wobei die jeweils vorangegangenen Teildrehungen zu berücksichtigen sind. Bei der Verwendung von *Kardan-Winkeln* ergibt sich der folgende nichtlineare Zusammenhang zwischen den Komponenten des Winkelgeschwindigkeitsvektors und den Ableitungen der Drehwinkel

$$F\boldsymbol{\omega}_A = \begin{bmatrix} \omega_x \\ \omega_y \\ \omega_z \end{bmatrix}_A = \begin{bmatrix} 1 & 0 & -\sin \theta \\ 0 & \cos \phi & \sin \phi \cos \theta \\ 0 & -\sin \phi & \cos \phi \cos \theta \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{\phi} \\ \dot{\theta} \\ \dot{\psi} \end{bmatrix}. \tag{A.22}$$

Dabei kennzeichnet ϕ den Wankwinkel, θ den Nickwinkel und ψ den Gierwinkel. Der 3×1 -Kraftvektor ${}_F\mathbf{F}_A$ beinhaltet alle auf den Aufbaukörper wirkenden Kräfte

$${}_F\mathbf{F}_A = \sum_{i=1}^4 {}_F\mathbf{F}_i + {}_F\mathbf{F}_W + \sum_{n=1}^j {}_F\mathbf{F}_n + m_A \cdot {}_F\mathbf{g} \quad (\text{A.23})$$

In der Gleichung erfasst ${}_F\mathbf{F}_i$ den Vektor der zwischen den Rädern und dem Aufbau übertragenen Kräfte. Diese setzen sich aus den eingepägten Kräften der Feder- und Dämpferelemente und aus den horizontalen Reaktionskräften der Radaufhängung zusammen. ${}_F\mathbf{F}_W$ fasst die Summe aller Windkräfte zusammen. Mit dem Vektor ${}_F\mathbf{F}_n$ werden die Einflüsse der Zusatzmassen, wie beispielsweise jene des Antriebsmotors, berücksichtigt. Der letzte Teil der Gleichung kennzeichnet die Gewichtskraft.

Der Momentensatz lautet wie folgt

$${}_F\mathbf{J}_{SPA} {}_F\dot{\boldsymbol{\omega}}_A + {}_F\boldsymbol{\omega}_A \times ({}_F\mathbf{J}_{SPA} {}_F\boldsymbol{\omega}_A) = {}_F\mathbf{M}_A \quad (\text{A.24})$$

mit der Winkelbeschleunigung

$${}_F\dot{\boldsymbol{\omega}}_A = \begin{bmatrix} \dot{\omega}_x \\ \dot{\omega}_y \\ \dot{\omega}_z \end{bmatrix}_A = \begin{bmatrix} 1 & 0 & -\sin\theta \\ 0 & \cos\phi & \sin\phi \cos\theta \\ 0 & -\sin\phi & \cos\phi \cos\theta \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{\phi} \\ \ddot{\theta} \\ \ddot{\psi} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 & 0 & -\dot{\theta} \cos\theta \\ 0 & -\dot{\phi} \sin\phi & \dot{\phi} \cos\phi \cos\theta - \dot{\theta} \sin\phi \sin\theta \\ 0 & -\dot{\phi} \cos\phi & -\dot{\phi} \sin\phi \cos\theta - \dot{\theta} \cos\phi \sin\theta \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{\phi} \\ \dot{\theta} \\ \dot{\psi} \end{bmatrix} \quad (\text{A.25})$$

und dem Trägheitstensor

$${}_F\mathbf{J}_{SPA} = \begin{bmatrix} {}_F J_{x,SPA} & 0 & 0 \\ 0 & {}_F J_{y,SPA} & 0 \\ 0 & 0 & {}_F J_{z,SPA} \end{bmatrix}. \quad (\text{A.26})$$

Der 3×1 -Momentenvektor ${}_F\mathbf{M}_A$ berechnet sich aus der Summe der Teilmomente infolge der Aufbaukräfte ${}_F\mathbf{F}_A$. In Gleichung (A.27) kennzeichnen die Ortsvektoren ${}_F\mathbf{r}$ den Hebelarm vom jeweiligen Kraftangriffspunkt zum Aufbauschwerpunkt.

$${}_F\mathbf{M}_A = \sum_{i=1}^4 {}_F\mathbf{r}_{SPA,P_i} \times {}_F\mathbf{F}_i + {}_F\mathbf{r}_{SPA,W} \times {}_F\mathbf{F}_W + \sum_{n=1}^j {}_F\mathbf{r}_{SPA,P_n} \times {}_F\mathbf{F}_n \quad (\text{A.27})$$

Die zur Beschreibung der Fahrzeugbewegung notwendigen Lagewinkel werden durch numerische Lösung der nichtlinearen Differentialgleichung (A.28) berechnet

$$\begin{bmatrix} \dot{\phi} \\ \dot{\theta} \\ \dot{\psi} \end{bmatrix} = \frac{1}{\cos \theta} \begin{bmatrix} \cos \theta & \sin \phi \sin \theta & \cos \phi \sin \theta \\ 0 & \cos \phi \cos \theta & -\sin \phi \cos \theta \\ 0 & \sin \phi & \cos \phi \end{bmatrix}_F \begin{bmatrix} \omega_x \\ \omega_y \\ \omega_z \end{bmatrix}. \quad (\text{A.28})$$

Man erkennt, dass für $\cos \theta = 0$ singuläre Drehwinkel auftreten. Die Singularitäten lassen sich durch eine Begrenzung des Winkels der zweiten Elementardrehung vermeiden. Ein Umkippen des Fahrzeugs kann demnach aber nicht mehr abgebildet werden.

A.3.2 Bewegungsgleichungen der Räder

Die Räder besitzen einen translatorischen Freiheitsgrad in vertikaler Richtung und einen Drehfreiheitsgrad um ihre Rotationsachse. Der Impulssatz für das i te Rad in vertikaler Richtung ist wie folgt definiert:

$$m_{R,i} C_i a_z = C_i F_{z \text{ Reifen}} - C_i F_{z \text{ Fahrwerk}} + m_{R,i} g_z. \quad (\text{A.29})$$

Die Kraft $F_{z \text{ Reifen}}$ wird im Reifenmodell als Funktion der Radbewegung und der Fahrbahnanregung berechnet, vgl. Abschnitt A.4. Die Summe der Fahrwerkskräfte $C_i F_{z \text{ Fahrwerk}}$ setzt sich aus den Anteilen der Feder-, Dämpfer- und Stabilisatorkräfte zusammen. Zusätzlich ist es möglich aktive Fahrwerksysteme mit beliebigen Kraftgesetzen zu berücksichtigen. Der letzte Term in (A.29) kennzeichnet den Anteil der Gewichtskraft des Rades.

Die Bewegungsgleichung zur Abbildung der Drehbewegung des Reifens um die $C_i y$ -Achse wird durch die Reifenlängskräfte, das Antriebs- bzw. das Bremsmoment sowie durch die Trägheiten der rotierenden Teile definiert. Das Trägheitsmoment $C_i J_y$ berechnet sich aus der Summe der rotatorischen Trägheiten des Reifens, der Felge, der Bremsscheibe, der Radnabe sowie jenes des Antriebs. Der Drallsatz um die Rotationsachse lautet:

$$C_i J_y C_i \dot{\omega}_y = C_i F_x \text{ Reifen} r_{e,i} + C_i M_{\text{Antrieb}} + C_i M_{\text{Bremsse}} \quad (\text{A.30})$$

A.4 Modellbildung des Reifens

Das in MOVES² implementierte Reifenmodell verwendet zwei gekoppelte Module für die Abbildung der vertikalen und der horizontalen Reifendynamik, vgl. Abbildung A.1.

A.4.1 Vertikalmodell

Das *Vertikalmodell* berechnet die aktuellen Werte für die Radaufstandskraft F_z , die Latschlänge L_e , den effektiven Reifenradius r_e sowie die Effektivhöhe des Aufstandspunktes wz auf Basis der Straßenanregung und der Bewegung des Reifens relativ zur Fahrbahn. Je nach Anwendungsgebiet können verschiedene Komplexitätsstufen des vertikalen Abtastmodells ausgewählt werden [RNFD11]. Für fahrdynamische Untersuchungen auf ebenen Fahrbahnen wird das vertikale Reifenverhalten mit Hilfe eines Federelements approximiert. Die Federsteifigkeit wird als Funktion des Luftdrucks und des Einfederweges angegeben $c_R = f(p_R, (c_z - w z))$. Bei der Fahrt auf unebenen Straßen wird die mit OpenCRG generierte Fahrbahn, vgl. Abschnitt 3.1.2, mit einem ebenen Abtastmodell erfasst. Die vertikale Anregung des Radaufstandpunktes berechnet sich aus der Bewegung von zwei hintereinander angeordneten Ellipsen. Mit diesem Ansatz, welcher auf der Arbeit von *Schmeitz* aufbaut [Sch04], kann die Filterwirkung des Reifens mathematisch beschrieben werden [RNW10].

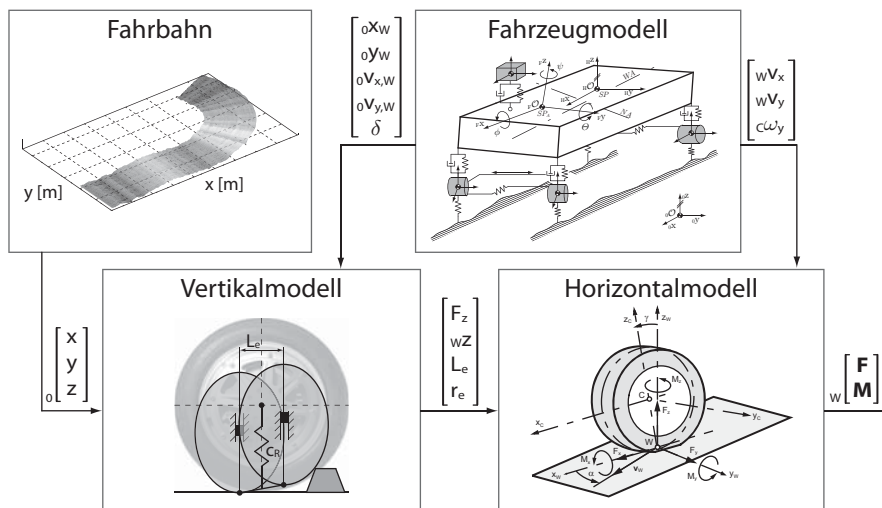


Abbildung A.1: Schematischer Überblick der implementierten Reifenmodelle

A.4.2 Horizontalmodell

Das horizontale Reifenmodell berechnet die lateralen und longitudinalen Reifenkräfte (F_x, F_y, F_z) sowie die Reifenmomente (M_x, M_y, M_z) im Radaufstandspunkt wO im Bezug auf das in der ISO-Norm 8855 [Int91] definierte Radkoordinatensystem $\{W; wx, wy, wz\}$. Zur Bestimmung der genannten Größen werden neben den Ausgängen des Vertikalmodells, die Geschwindigkeit des Aufstandspunktes (wv_x, wv_y) sowie die Winkelgeschwindigkeit um die Rotationsachse des Reifens ($c\omega_y$) benötigt. Mit diesen Eingangsparametern kann aus dem

Quotienten der Gleitgeschwindigkeit in Umfangsrichtung $v_G =_W v_x - r_e C\omega_y$ und der Transportgeschwindigkeit der Reifenteilchen $v_T = r_e |C\omega_y|$ der Längsschlupf s_x bestimmt werden

$$s_x = \frac{Wv_x - r_e C\omega_y}{r_e |C\omega_y|}. \quad (\text{A.31})$$

Analog zur Längsrichtung wird der Querschlupf s_y wie folgt berechnet

$$s_y = \frac{Wv_y}{r_e |C\omega_y|}. \quad (\text{A.32})$$

Der in der Fahrzeugdynamik häufig verwendete Schräglaufwinkel α kann über den geometrischen Zusammenhang $\tan \alpha = s_y$ ausgedrückt werden.

Die mathematische Beschreibung der Reifencharakteristiken basiert auf den Grundgleichungen des semi-physikalischen Modellansatzes von *TM_simple 4.0* [Hir09b]. Bei diesem Modell handelt es sich um ein einfaches Reifenmodell zur Berechnung der horizontalen Reifenkräfte für eine gegebene Aufstandskraft. Der Einfluss des Sturzwinkels γ , der dynamischen Nachlaufstrecke n sowie jener der Reifendynamik wird in den Ausgangsgleichungen zunächst vernachlässigt. Mit Hilfe der Modellgrundgleichung

$$Y(X) = K \sin \left[B \left(1 - e^{-\frac{|X|}{A}} \right) \text{sign}(X) \right], \quad (\text{A.33})$$

können die schlupfabhängigen Reifenlängs- und Reifenquerkräfte $Y(X)$ näherungsweise approximiert werden. Die Variable X kennzeichnet dabei eine der Schlupfgrößen aus den Gleichungen (A.31) bzw. (A.32). Zur Bestimmung der Koeffizienten K , B und A werden die gemessenen Kraft-Schlupf-Kennlinien eines Reifens herangezogen, vgl. Abbildung A.2(a). Die notwendigen Parameter entsprechen dem Maximalwert Y_{max} , dem Sättigungswert Y_∞ sowie der Anfangssteigung dY_0 der Reifenschlupfkurve bei einer konstanten Radlast.

Mit diesen Werten werden die Koeffizienten der Modellgleichung wie folgt bestimmt

$$K = Y_{max}, \quad (\text{A.34a})$$

$$B = \pi - \arcsin \frac{Y_\infty}{Y_{max}}, \quad (\text{A.34b})$$

$$A = \frac{1}{dY_0} K B. \quad (\text{A.34c})$$

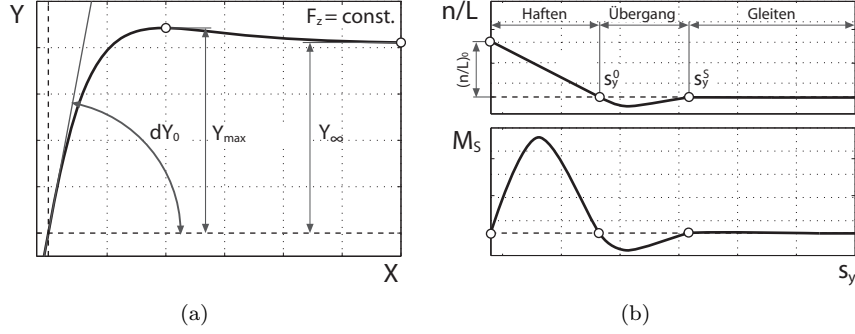


Abbildung A.2: Bestimmung der Reifenmodellparameter aus den Schlupfkurven
 (a) Längs- bzw. Seitenkraftkennlinie, (b) Nachlauf und Rückstellmoment

Zur Berücksichtigung des degressiven Einflusses der Reifenaufstandskraft, werden Y_{max} , Y_{∞} und dY_0 über die Ansatzfunktionen

$$Y_{max}(F_z) = a_1 \frac{F_z}{F_{z,nom}} + a_2 \left(\frac{F_z}{F_{z,nom}} \right)^2, \quad (\text{A.35a})$$

$$dY_0(F_z) = b_1 \frac{F_z}{F_{z,nom}} + b_2 \left(\frac{F_z}{F_{z,nom}} \right)^2, \quad (\text{A.35b})$$

$$Y_{\infty}(F_z) = c_1 \frac{F_z}{F_{z,nom}} + c_2 \left(\frac{F_z}{F_{z,nom}} \right)^2, \quad (\text{A.35c})$$

beschrieben. Dabei kennzeichnet $F_{z,nom}$ die nominelle Aufstandskraft. Die Bestimmung der Parameter a_1 und a_2 erfolgt aus den gegebenen Werten $Y_{max,1}$ für $F_{z,nom}$ und $Y_{max,2}$ für $2F_{z,nom}$

$$a_1 = 2Y_{max,1} - 0.5Y_{max,2} \quad (\text{A.36a})$$

$$a_2 = 0.5Y_{max,2} - Y_{max,1}. \quad (\text{A.36b})$$

Die übrigen Koeffizienten werden auf äquivalente Weise bestimmt:

b_1, b_2 für die Anfangssteigung $dY_{0,1}$ bei $F_{z,nom}$ und $dY_{0,2}$ bei $2F_{z,nom}$

c_1, c_2 für den Sättigungswert $Y_{\infty,1}$ bei $F_{z,nom}$ und $Y_{\infty,2}$ bei $2F_{z,nom}$

Im allgemeinen Fahrbetrieb können Reifenlängs- und Reifenquerkräfte gleichzeitig auftreten, z.B. beim Bremsen oder Antreiben in einer Kurve. Zur Berechnung der kombinierten Reifenkraft bei gleichzeitigem Auftreten von s_x und α , wird

der Schräglaufwinkel auf eine dem Längsschlupf vergleichbare Größe transformiert. Der sogenannte laterale Schlupf λ_y berechnet sich aus dem Quotienten des Schräglaufwinkels und einer Gewichtungsfunktion $GF(F_z)$

$$\lambda_{yS} = \frac{\alpha}{GF(F_z)}, \quad (\text{A.37})$$

mit

$$GF(F_z) = \frac{dY_{0x}}{dY_{0y}} = \frac{A_y K_x B_x}{A_x K_y B_y}. \quad (\text{A.38})$$

Damit sind beide Komponenten des Schlupfvektors $\mathbf{s} = [s_x \ \lambda_{yS}]^T$, der in Richtung von β_R wirkt

$$\beta_R = \arctan \frac{\lambda_{yS}}{s_x} \quad (\text{A.39})$$

definiert. Die Komponenten des resultierenden horizontalen Reifenkraftvektors \mathbf{F} , können mit den beiden Basiswerten der Reifenschlupfkurven F'_x und F'_y über den Zusammenhang

$$\mathbf{F} = \begin{bmatrix} F_x \\ F_y \end{bmatrix} = \frac{1}{2} [F'_x + F'_y + (F'_x - F'_y) \cos 2\beta_R] \begin{bmatrix} \cos \beta_R \\ \sin \beta_R \end{bmatrix} \quad (\text{A.40})$$

bestimmt werden.

Aufbauend auf den Grundgleichungen des *TM_simple* Ansatzes, wird das horizontale Reifenmodell in einigen Punkten mit den Modellierungsansätzen des semi-physikalischen Reifenmodells *TMeasy* [Ril94, HRW07, Ril11] erweitert:

- **Kraftschlussbeiwert**

Das Haftungspotential zwischen Fahrbahn und Reifen beeinflusst in erster Linie den Maximalwert Y_{max} und den Sättigungswert Y_∞ der Reifenschlupfkurven. Der Wert der Anfangssteigung dY_0 bleibt hingegen unverändert. Eine Änderung der Kraftschlussverhältnisse von μ_0 auf μ_{ist} kann somit durch eine Anpassung der Modellparameter auf folgende Art und Weise berücksichtigt werden

$$Y_{max} \rightarrow Y_{max} \frac{\mu_{ist}}{\mu_0}, \quad (\text{A.41a})$$

$$Y_\infty \rightarrow Y_\infty \frac{\mu_{ist}}{\mu_0}. \quad (\text{A.41b})$$

- **Rollwiderstand**

Aufgrund der unsymmetrischen Normalkraftverteilung im Reifenlatsch befindet sich der Angriffspunkt der resultierenden Aufstandskraft vor der

Radmitte. Diese Exzentrizität hat ein Rollwiderstandsmoment M_R zur Folge für das gilt

$$M_R = -F_z a_R r_s \operatorname{sign} C\omega_y. \quad (\text{A.42})$$

Dabei kennzeichnet a_R den dimensionslosen Rollwiderstandsbeiwert und r_s den statischen Reifenradius.

- **Reifendynamik**

Die Reifendynamik in horizontaler Richtung wird mit Verzögerungsgliedern erster Ordnung berücksichtigt. Die Differentialgleichungen bzw. Übertragungsfunktionen zur Beschreibung der dynamischen Reifenkräfte F_x^D und F_y^D lauten:

$$\underbrace{\frac{1}{r_e |C\omega_y|} \frac{1}{c_x} \frac{\partial F_x}{\partial s_x}}_{\tau_x} \dot{F}_x^D(t) = F_x^S(t) - F_x^D(t) \circ \bullet G_x(s) = \frac{F_x^D(s)}{F_x^S(s)} = \frac{1}{\tau_x s + 1} \quad (\text{A.43a})$$

$$\underbrace{\frac{1}{r_e |C\omega_y|} \frac{1}{c_y} \frac{\partial F_y}{\partial s_y}}_{\tau_y} \dot{F}_y^D(t) = F_y^S(t) - F_y^D(t) \circ \bullet G_y(s) = \frac{F_y^D(s)}{F_y^S(s)} = \frac{1}{\tau_y s + 1}. \quad (\text{A.43b})$$

In den Gleichungen kennzeichnen c_x bzw. c_y die Steifigkeiten des Reifens in Längs- und Querrichtung. Zur Bestimmung der Zeitkonstanten τ_x und τ_y werden des Weiteren die globalen Steifigkeiten $\partial F_x / \partial s_x$ und $\partial F_y / \partial s_y$ benötigt. Die Berechnung der stationären Kräfte F_x^S und F_y^S erfolgt über die Gleichung (A.40).

- **Nachlaufstrecke und Rückstellmoment**

Die Seitenkraftverteilung über der Latschlänge bestimmt die Lage des Angriffspunktes P der resultierenden Kraft. Bei kleinen Schlupfwerten s_y liegt P hinter der Latschmitte. Mit steigenden s_y wandert er nach vorne, unter Umständen auch vor die Latschmitte. Im Grenzbereich beginnen annähernd alle Reifenteilchen zu gleiten und die resultierende Seitenkraft greift in der Latschmitte an. Die über die Latschlänge aufintegrierte Seitenkraft $F_y(s_y)$ mit dem Hebelarm $n(s_y)$ erzeugt das Rückstellmoment um die Reifenhochachse M_S

$$M_S(s_y) = -n(s_y) F_y(s_y). \quad (\text{A.44})$$

Zur Berechnung dieser Größe wird der Verlauf der Nachlaufstrecke in den drei Bereichen *Haften*, *Übergang Haften/Gleiten* und *Gleiten*, vgl. Abbildung A.2(b), mit den Ansatzfunktionen

$$n(s_y) = \begin{cases} \left(\frac{n}{L}\right)_0 \left(1 - \frac{|s_y|}{s_y^0}\right) & \text{für } |s_y| \leq s_y^0, \\ -\left(\frac{n}{L}\right)_0 \left(\frac{|s_y| - s_y^0}{s_y^0}\right) \left(\frac{s_y^S - |s_y|}{s_y^S - s_y^0}\right)^2 & \text{für } s_y^0 < |s_y| \leq s_y^S, \\ 0 & \text{für } |s_y| > s_y^S, \end{cases} \quad (\text{A.45})$$

beschrieben. Die Approximation erfolgt bis zum Nulldurchgang durch eine Gerade, die dann in ein kubisches Polynom übergeht. Im Gleitbereich wird die Annäherung durch den Wert Null fortgesetzt.

B

Anhang B: Parametrierung der Versuchsfahrzeuge

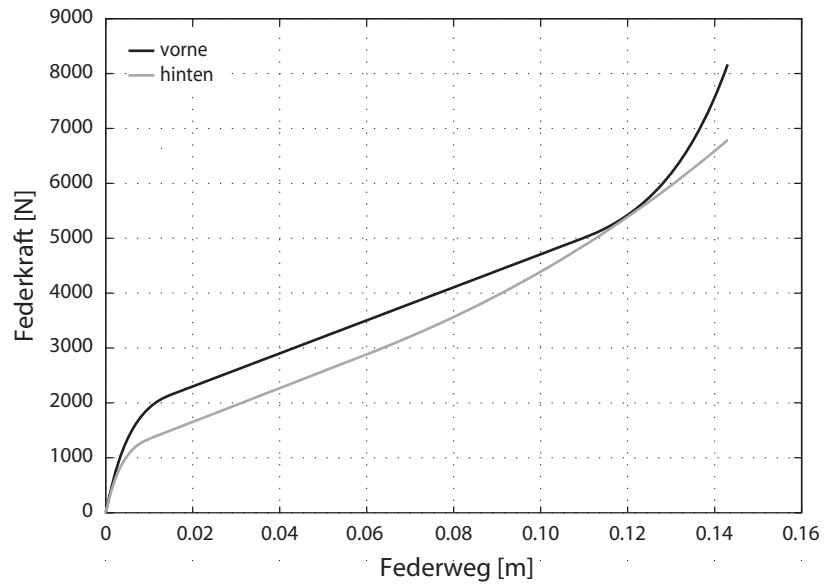
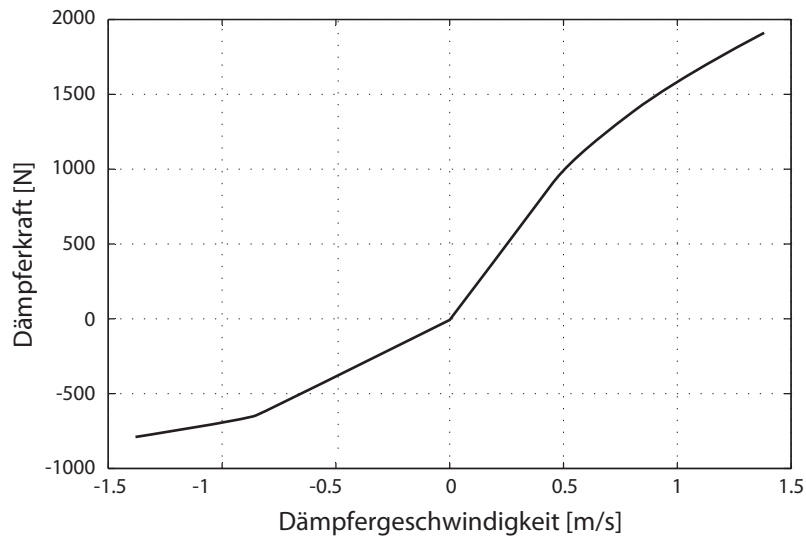
B.1 Parameter des Versuchsfahrzeugs

Ein Großteil der Parameter des Versuchsfahrzeugs wurde anhand von Messungen auf diversen Prüfständen ermittelt. Die aerodynamischen Kennzahlen basieren auf vorgeschlagenen Werten aus der Literatur. Die restlichen Fahrzeugparameter wurden mit Hilfe einer Identifikationsroutine, welche in [Mar09] beschrieben wird, bestimmt.

B.1.1 Allgemeine Fahrzeugparameter

Bezeichnung	Symbol	Wert	Einheit	Quelle
Gesamtfahrzeugmasse	m_{tot}	1571	[kg]	gemessen
Radstand	L	2.716	[m]	gemessen
Spurweite vorne	s_v	1.417	[m]	gemessen
Spurweite hinten	s_h	1.440	[m]	gemessen
Abstand Schwerpunkt zur VA	l_v	-1.30	[m]	gemessen
Schwerpunkthöhe	h_{SP}	0.65	[m]	gemessen
Ungefederte Massen	$m_{R\ i}$	40	[kg]	gemessen
Aufbau Trägheitsmoment um x	J_x	650	[kgm ²]	identifiziert
Aufbau Trägheitsmoment um y	J_y	1500	[kgm ²]	identifiziert
Aufbau Trägheitsmoment um z	J_z	2000	[kgm ²]	identifiziert
Rotationsträgheit Räder	$J_{rot\ i}$	2	[kgm ²]	berechnet
Reifendruck	$p_{R\ i}$	2.3	[bar]	gemessen
Undeformierter Reifenradius	r_S	0.3159	[m]	gemessen
Motormasse	m_{eng}	170	[kg]	identifiziert
Motorlage (Abstand zur VA)	x_{mot}	0.10	[m]	identifiziert
Motorlage (Höhe)	z_{mot}	0.65	[m]	identifiziert
Steifigkeit Motoraufhängung	c_{eng}	600	[kN/m]	identifiziert
Dämpfung Motoraufhängung	d_{eng}	1500	[Ns/m]	identifiziert
Projizierte Frontfläche	A_{Proj}	2.3	[m ²]	berechnet
Luftwiderstandsbeiwert	C_D	0.35	[-]	[Huc05]
Auftriebsbeiwert	C_L	0	[-]	[Huc05]
Seitenwindbeiwert	C_S	0	[-]	-

Tabelle B.1: Fahrzeugdaten

B.1.2 Feder- und Dämpferkennlinien**Abbildung B.1:** Federkennlinien der Vorder- und Hinterachse**Abbildung B.2:** Dämpferkennlinie der Vorder- und Hinterachse

B.2 Reifenparameter

Das Versuchsfahrzeug ist mit Reifen vom Typ *Continental ContiPremiumContact2 185/60-R15* bereift. Mittels Messdaten von einem Reifenprüfstand konnten die für die Parametrierung des horizontalen Reifenmodells notwendigen Kennzahlen ermittelt werden, vgl. Anhang A.4.2. Tabelle B.2 zeigt eine Auflistung der identifizierten Kennwerte.

Bezeichnung	Symbol	Wert	Einheit
Nominale Vertikalkraft	$F_{z,nom}$	2500	[N]
Maximale Längskraft bei $F_{z,nom}$	$F_{x,max}(F_{z,nom})$	2740	[N]
Sättigungswert Längskraft bei $F_{z,nom}$	$F_{x,\infty}(F_{z,nom})$	2130	[N]
Schlupfsteifigkeit bei $F_{z,nom}$	$dF_{x,0}(F_{z,nom})$	430	[N/%]
Maximale Längskraft bei $2F_{z,nom}$	$F_{x,max}(2F_{z,nom})$	5480	[N]
Sättigungswert Längskraft bei $2F_{z,nom}$	$F_{x,\infty}(2F_{z,nom})$	4350	[N]
Schlupfsteifigkeit bei $2F_{z,nom}$	$dF_{x,0}(2F_{z,nom})$	1100	[N/%]
Maximale Querkraft bei $F_{z,nom}$	$F_{y,max}(F_{z,nom})$	2720	[N]
Sättigungswert Querkraft bei $F_{z,nom}$	$F_{y,\infty}(F_{z,nom})$	2600	[N]
Schräglaufsteifigkeit bei $F_{z,nom}$	$dF_{y,0}(F_{z,nom})$	51600	[N/rad]
Maximale Querkraft bei $2F_{z,nom}$	$F_{y,max}(2F_{z,nom})$	4990	[N]
Sättigungswert Querkraft bei $2F_{z,nom}$	$F_{y,\infty}(2F_{z,nom})$	4700	[N]
Schräglaufsteifigkeit bei $2F_{z,nom}$	$dF_{y,0}(2F_{z,nom})$	80200	[N/rad]
Anfangswert pn. Nachlauf bei $F_{z,nom}$	$(n/L)_0(F_{z,nom})$	0.24	[-]
Querschlupf bei $n = 0$ bei $F_{z,nom}$	$s_y^0(F_{z,nom})$	12	[%]
Querschlupf bei $n_\infty = 0$ bei $F_{z,nom}$	$s_y^s(F_{z,nom})$	22	[%]
Anfangswert pn. Nachlauf bei $2F_{z,nom}$	$(n/L)_0(2F_{z,nom})$	0.50	[-]
Querschlupf bei $n = 0$ bei $2F_{z,nom}$	$s_y^0(2F_{z,nom})$	15	[%]
Querschlupf bei $n_\infty = 0$ bei $2F_{z,nom}$	$s_y^s(2F_{z,nom})$	19	[%]
Longitudinale Reifensteifigkeit	c_x	200	[kN/m]
Laterale Reifensteifigkeit	c_y	100	[kN/m]
Rollwiderstandsbeiwert	a_R	0.01	[-]

Tabelle B.2: Reifenparameter *Continental ContiPremiumContact2 185/60 – R15*

Literaturverzeichnis

- [AB06] J. Andreasson and T. Bunte, *Global chassis control based on inverse vehicle dynamics models*, *Vehicle System Dynamics* **44** (2006), 321–328.
- [Abe11] M. Abe, *An active vehicle motion control with optimum tire force distribution for a drive-by-wire electric powered vehicle*, *Proceedings des 2ten Internationalen Münchner Fahrwerk-Symposiums*, 2011, München, pp. 13–30.
- [AC07] S. Anwar and L. Chen, *An analytical redundancy-based fault detection and isolation algorithm for a road-wheel control subsystem in a steer-by-wire system*, *IEEE Transactions on Vehicular Technology* **56** (2007), 2859–2869.
- [Amm97] D. Ammon, *Modellbildung und Systementwicklung in der Fahrzeugdynamik*, B.G. Teubner Verlag, Stuttgart, 1997 (Deutsch).
- [And07] J. Andreasson, *On generic road vehicle motion modelling and control*, Ph.D. thesis, Royal Institute of Technology, 2007.
- [Apo10] J. E. Wilson Aponte, *Development of a Suspension Kinematics Optimization System - KOS*, Master's thesis, Technische Universität Graz, 2010.
- [AS93] J. Ackermann and W. Sienel, *Robust yaw damping of cars with front and rear wheel steering*, *IEEE Transactions on Control Systems Technology* **1** (1993), 15–20.
- [Aso08] K. Asogawa, *Variable wheel positioning in a vehicle*, 2007 2008, Patent document number: EP 1902926 A1, pp. 1–54.
- [Bar02] T. Barthenheier, *Steer-by-Wire-Systeme - Stand und Entwicklungsaussichten*, *Proceedings of the X-by-Wire-Workshop (TU Illmenau)*, 2002, Illmenau.
- [BB03] B. Breuer and K. Bill, *Bremsenhandbuch*, Vieweg Verlag, 2003.
- [BBS08] C. Borroni-Bird and M. Shabana, *Chevrolet Sequel: Reinventing the Automobile*, *Proceedings of the SAE World Congress & Exhibition*, 2008, Detroit.

- [Ben67] E. K. Bender, *Optimum linear control of random vibrations - Optimization for linear vibration isolators considering vibration clearance tradeoff for random base motion*, Proceedings of the Joint Automatica Control Conference (Univ. of Pennsylvania), 1967, pp. 135–143.
- [Ber11] S. Bernsteiner, *Development process for advanced driver assistance systems for full vehicle system integration*, Vortrag am FTG Dissertantenseminar 10/2011, Institut für Fahrzeugtechnik/Technische Universität Graz, 2011.
- [BHB04] N. Bajcinca, M. Hauschild, and L. Bose, *Steer-by-Wire Lenkung: Algorithmen, Aktuatorik und Rapid-Control-Prototyping*, Proceedings der Tagung Aktive Sicherheit durch Fahrerassistenz, 2004, München.
- [BHS⁺11] J. Brembeck, L. M. Ho, A. Schaub, C. Satzger, J. Tobolar, J. Bals, and G. Hirzinger, *Romo - The robotic electric vehicle*, Proceedings of the 22nd IAVSD Symposium on dynamics of vehicles on roads and tracks, 2011, Manchester.
- [BK97] N. Breuer and J. Kock, *Die pneumatische Niveauregulierung des Audi A6*, ATZ Automobiltechnische Zeitschrift Extra - Der neue Audi A6 **99** (1997), 38–43.
- [BPI91] P. Bränneby, B. Palmgren, and A. Isaksson, *Improved active and passive safety by using active lateral dynamic control and an unconventional steering unit*, Proceedings of the 13th International Technical Conference on Experimental Safety Vehicles, 1991, Paris, pp. 224–230.
- [Bri87] British Standards, *BS 6841:1987 - Guide to measurement and evaluation of human exposure to whole-body mechanical vibration and repeated shock*, Standard, 1987.
- [Bur79] M. Burckhardt, *Erfahrungen bei der Konzeption und Entwicklung des Mercedes-Benz/Bosch-Anti-Blockier-Systems (ABS)*, ATZ Automobiltechnische Zeitschrift **81** (1979), no. 81, 201–211.
- [CK73] M. J. Crosby and D. Karnopp, *The active damper - A new concept for shock and vibration control*, Shock and Vibration Bulletin **43** (1973), 119–133.
- [CK97] P. Causemann and T. Kutsche, *CDC (Continuous Damping Control) Ausführungen mit integriertem oder extern ausgeführten Proportional-Dämpf-Ventil - Eine Bewertung zweier unterschiedlicher Konzepte*, Proceedings der 6ten Reifen Fahrwerk Fahrbahn Fachtagung (VDI-Berichte Nr. 1350), 1997, Hannover, pp. 135–154.
- [CSA11] D. Cao, X. Song, and M. Ahmadian, *Editors' perspectives: Road vehicle suspension design, dynamics, and control*, Vehicle System Dynamics **49** (2011), 3–28.

- [DAFS90] E. Donges, R. Auffhammer, P. Fehrer, and T. Seidenfuß, *Funktion und Sicherheitskonzept der aktiven Hinterachskinematik von BMW*, ATZ Automobiltechnische Zeitschrift **92** (1990), 580–586.
- [Das11a] Dassault Systems - CATIA Product Overview, *Homepage*, Available at <http://www.3ds.com/products/catia>, 2011, Accessed on 06. Oktober 2011.
- [Das11b] Dassault Systems - Dymola Product Overview, *Homepage*, Available at <http://www.3ds.com/products/catia/portfolio/dymola>, 2011, Accessed on 06. Oktober 2011.
- [DFD04] E. L. Ding, H. Fennel, and S. X. Ding, *Model-based diagnosis of sensor faults for ESP systems*, Control Engineering Practice **12** (2004), no. 7, 847–856.
- [Don77] E. Donges, *Experimentelle Untersuchung und regelungstechnische Modellierung des Lenkverhaltens von Kraftfahrern bei simulierter Straßenfahrt*, Ph.D. thesis, Technische Hochschule Darmstadt, 1977.
- [DPK⁺08] A. Dirndorfer, J. Ploss, H. Krusche, O. Richter, M. Matthäus, T. Graf, M. Hochgrebe, T. Markus, M. Heidenthaler, M. Lösch, and L. Wiest, *Souveränes Fahren*, ATZ Automobiltechnische Zeitschrift Extra - Der neue BMW 7er (2008), 92–98.
- [Dür11] J. Dürnberger, *Fahrdynamische Untersuchung einer elektrischen Einzelradlenkung*, Master's thesis, Technische Universität Graz, 2011.
- [Dur93] W. C. Durham, *Constrained control allocation*, Journal of Guidance, Control, and Dynamics **16** (1993), no. 4, 717–725.
- [EBMG09] M. Euchler, T. Bonitz, D. Mitte, and M. Geyer, *Bewertung der Fahr-sicherheit Eines Elektrofahrzeugs bei sicherheitskritischen Situationen in stationärer Kreisfahrt*, Proceedings der 12ten Reifen Fahrwerk Fahrbahn Fachtagung (VDI-Berichte Nr. 2086), vol. 112, 2009, Hannover, pp. 206–213.
- [Eck01] L. Eckstein, *Entwicklung und Überprüfung eines Bedienkonzepts und von Algorithmen zum Fahren eines Kraftfahrzeuges mit aktiven Side-sticks*, Ph.D. thesis, Universität Stuttgart, 2001, VDI Fortschrittsberichte VDI-Reihe 12 Nr. 471.
- [Eic11] A. Eichberger, *Contributions to Primary, Secondary and Integrated Traffic Safety*, Holzhausen GmbH Verlag, 2011.
- [EKEA95] E. M. Elbeheiry, D. Karnopp, M. E. Elaraby, and A. M. Abdelraouf, *Advanced ground vehicle suspension systems - a classified bibliography*, Vehicle System Dynamics **24** (1995), no. 3, 231–258.

- [EPRT07] J. Edelmann, M. Plöchl, W. Reinalter, and W. Tieber, *A passenger car driver model for higher lateral accelerations*, *Vehicle System Dynamics* **45** (2007), no. 12, 1117–1129.
- [Est11] B. Esterl, *Modulare echtzeitfähige Simulation des Fahrzeug-Mehrkörpersystems*, Ph.D. thesis, Technische Universität Graz, 2011.
- [ETHS11] A. Eichberger, E. Tomasch, W. Hirschberg, and H. Steffan, *Potenziale von Systemen der aktiven Sicherheit und Fahrerassistenz*, *ATZ Automobiltechnische Zeitschrift* **113** (2011), no. 8, 594–601.
- [eTr11] eTraction - The Wheel, The new benchmark for EV traction systems, *Homepage*, Available at <http://www.e-traction.com/TheWheel.htm>, 2011, Accessed on 16.09. 2011.
- [EZK⁺04] S. Eitzinger, B. Zemla, M. Kreutz, M. Horn, and A. Riepl, *Simulation-based development of an active system to improve stability and agility of passenger vehicles*, Proceedings of the 7th International Symposium on Advanced Vehicle Control (AVEC04), 2004, Arnhem, pp. 169–174.
- [FA97] Y. Furukawa and M. Abe, *Advanced chassis control systems for vehicle handling and active safety*, *Vehicle System Dynamics* **28** (1997), no. 2-3, 59–86.
- [FENT96] C. R. Fuller, S. J. Elliott, P. A. Nelson, and J. Tichy, *Active control of vibration*, vol. 326, Academic Press, 1996.
- [Fer11] X. Bas Ferrer, *Development of an Environment Framework for a Modular Vehicle Simulation System*, Master's thesis, Technische Universität Graz, 2011.
- [FHT⁺09] C. Früh, J. Hermann, M. Tietke, M. Niestegge, F. Scheyhing, A. Nelteler, and G. Steller, *Komfort bei erlebbarer Dynamik und Agilität*, *ATZ Automobiltechnische Zeitschrift Extra - Die neue E-Klasse von Mercedes-Benz* (2009), 128–143.
- [Fia06] E. Fiala, *Mensch und Fahrzeug*, Vieweg and Sohn Verlag, 2006.
- [Fle87] R. Fletcher, *Practical methods of optimization*, Wiley, 1987.
- [FMH⁺01] R. Freitag, M. Moser, M. Hartl, J. Koepf, and L. Eckstein, *Anforderungen an das Sicherheitskonzept von Lenksystemen mit Steer-by-Wire Funktionalität*, Proceedings der 10ten internationalen Tagung Elektronik im Kraftfahrzeug (VDI-Berichte Nr. 1646), 2001, Baden-Baden.
- [FR94] O. Föllinger and G. Roppenecker, *Optimale Regelung und Steuerung*, Oldenbourg Verlag, 1994.

- [Fri04] P. A. Fritzon, *Principles of object-oriented modeling and simulation with Modelica 2.1*, Wiley-IEEE Press, 2004.
- [Fro08] Frost and Sullivan, *Strategic analysis of european market for Electric Corner Modules*, Market engineering research, 2008.
- [GG06] B. Gombert and P. Gutenberg, *Die Elektronische Keilbremse Meilenstein auf dem Weg zum Elektrischen Radantrieb*, ATZ Automobiltechnische Zeitschrift **108** (2006), no. 11, 904–913.
- [Gom07] B. Gombert, *Neue Fahrzeugkonzepte erfordern einen ganzheitlichen Ansatz in der Integrationsstrategie - Am Beispiel der Elektronik und Sensorik im Fahrzeug*, Proceedings of the 2nd Munich Network Mobilitätsforum, 2007, München.
- [Gom10] ———, *Vom intelligenten Radlager zum Robot Wheel*, Proceedings of the Schäffler Kolloquium, 2010.
- [GSSF03] A. Gärtner, M. Saeger, D. Saeger, and G. Fahrwerk, *Simulationsumgebung zur Untersuchung aktiver Wankstabilisierung in Verbindung mit einer Fahrdynamikregelung*, Proceedings of the Haus der Technik e.V. Tagung Simulation in der Fahrzeugdynamik, 2003, Essen.
- [GV09] M. Gerard and M. Verhaegen, *Global and local chassis control based on load sensing*, American Control Conference (ACC'09), 2009, pp. 677–682.
- [Har12] A. Harrich, *CAD-basierte Methoden zur Unterstützung der Karosseriekonstruktion in der Konzeptphase (in press)*, Ph.D. thesis, Technische Universität Graz, 2012.
- [HC00] M. Holle and C. Hoffmann, *Lenkstrategien für aktive Vorderachslensysteme*, Proceedings of the 9. Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentechnik, 2000.
- [HD04] M. Horn and N. Dourdoumas, *Regelungstechnik - Rechnerunterstützter Entwurf zeitkontinuierlicher und zeitdiskreter Regelkreise*, Pearson Studium, 2004.
- [HE07] B. Heissing and M. Ersoy, *Fahrwerkhandbuch Grundlagen, Fahrdynamik, Komponenten, Systeme, Mechatronik, Perspektiven*, Vieweg Teubner Verlag, 2007.
- [Hei01] A. J. Heinen, *Wheel provided with driving means*, 2001, Patent document number: WO 01/54939 A2, pp. 1–36.
- [Hir09a] W. Hirschberg, *Fahrzeugdynamik*, Lecture notes, Institute of Automotive Engineering (Graz University of Technology), 2009.
- [Hir09b] ———, *TMsimple: A simple to use tyre model*, Tech. report, Institute of Automotive Engineering (Graz University of Technology), 2009.

- [HKY02] Y. Hattori, K. Koibuchi, and T. Yokoyama, *Force and moment control with nonlinear optimum distribution for vehicle dynamics*, Proceedings of the 6th International Symposium on Advanced Vehicle Control (AVEC02), 2002, Hiroshima, pp. 595–600.
- [HMH88] D. Hrovat, D. L. Margolis, and M. Hubbard, *Approach toward the optimal semi-active suspension*, Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control, Transactions of the ASME **110** (1988), no. 3, 288–296.
- [HON99] S. Horiuchi, K. Okada, and S. Nohtomi, *Improvement of vehicle handling by nonlinear integrated control of four wheel steering and four wheel torque*, JSAE Review **20** (1999), no. 4, 459–464.
- [Hor85] A. Horn, *Fahrer-Fahrzeug-Kurvenfahrt auf trockener Straße*, Ph.D. thesis, Technische Universität Braunschweig, 1985.
- [Här04] O. Härkegard, *Dynamic control allocation using constrained quadratic programming*, Journal of Guidance Control and Dynamics **27** (2004), no. 6, 1028–1034.
- [Hro97] D. Hrovat, *Survey of Advanced Suspension Developments and Related Optimal Control Applications*, Automatica **33** (1997), no. 10, 1781–1817.
- [HRW07] W. Hirschberg, G. Rill, and H. Weinfurter, *Tire model TMeasy*, Vehicle System Dynamics **45** (2007), 101–119.
- [HSPG02] H. Hartmann, M. Schautt, A. Pascucci, and B. Gombert, *eBrake® - the mechatronic wedge brake*, Proceedings of the 20th Annual Brake Colloquium & Exhibition, SAE, 2002, Phoenix, pp. 15–20.
- [Huc05] W. Hucho, *Aerodynamik des Automobils*, Vieweg Verlag, 2005.
- [HW75] J. K. Hedrick and D. N. Wormley, *Active suspensions for ground transport vehicles - A state of the art review*, Mechanics of Transportation Systems (AMD) **15** (1975), 21–40.
- [HW09] W. Hirschberg and H. M. Waser, *Kraftfahrzeugtechnik*, Lecture notes, Institute of Automotive Engineering (Graz University of Technology), 2009.
- [Int91] International Organization for Standardization, *ISO 8855:1991(E), Road vehicles - Vehicle dynamics and road-holding ability - Vocabulary*, Standard, 1991.
- [Int95] _____, *ISO 8608:1995(E) - Mechanical vibration - Road surface profiles - Reporting of measured data*, Standard, 1995.

- [Int97] ———, *ISO 2631-1: Mechanical vibration and shock - Evaluation of human exposure to whole-body vibration - Part 1: General requirements*, Standard, 1997.
- [Int11] ———, *ISO/DIS 26262-1:2011 - Road vehicles - Functional safety (Part 1-10)*, Standard, 2011.
- [Ise06] R. Isermann, *Automotive mechatronic systems - General developments and examples*, at *Automatisierungstechnik* **54** (2006), no. 9, 419–429.
- [ISS02] R. Isermann, R. Schwarz, and S. Stölzl, *Fault-tolerant drive-by-wire systems*, *IEEE Control Systems Magazine* **22** (2002), no. 5, 64–81.
- [JA08] M. Jonasson and J. Andreasson, *Exploiting autonomous corner modules to resolve force constraints in the tyre contact patch*, *Vehicle System Dynamics* **46** (2008), no. 7, 553–573.
- [JAJT10] M. Jonasson, J. Andreasson, B. Jacobson, and A. S. Trigell, *Global force potential of over-actuated vehicles*, *Vehicle System Dynamics* **48** (2010), no. 9, 983–998.
- [JC99] T. M. Jahns and V. Caliskan, *Uncontrolled generator operation of interior PM synchronous machines following high-speed inverter shutdown*, *IEEE Transactions on Industry Applications* **35** (1999), no. 6, 1347–1357.
- [Jon05] W. D. Jones, *Easy ride: Bose Corp. uses speaker technology to give cars adaptive suspension*, *Spectrum, IEEE* **42** (2005), no. 5, 12–14.
- [JW08] M. Jonasson and O. Wallmark, *Control of electric vehicles with autonomous corner modules: implementation aspects and fault handling*, *International Journal of Vehicle Modelling and Testing* **3** (2008), no. 3, 213–228.
- [Kar83] D. Karnopp, *Active damping in road vehicle suspension systems*, *Vehicle System Dynamics* **12** (1983), no. 6, 291–316.
- [KB02] P. Köhn and G. Baumgarten, *Die Aktivlenkung - Das neue Fahrdynamische Lenksystem von BMW*, Proceedings of the 11. Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentechnik, 2002, Aachen.
- [KBB⁺00] D. Konik, R. Bartz, F. Bärnthol, H. Bruns, and M. Wimmer, *Dynamic Drive - Das neue Wankstabilisierungssystem der BMW Group*, Proceedings of the 9th Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentechnik, 2000, Aachen, pp. 471–490.
- [KCH74] D. Karnopp, M. J. Crosby, and R. A. Harwood, *Vibration control using semi-active force generators*, *Journal of Engineering for Industry ASME* **96** (1974), no. 2, 619–626.

- [KKS88] R. Kallenbach, D. Kunz, and W. Schramm, *Optimierung des Fahrzeugverhaltens mit semiaktiven Fahrwerkregelungen*, VDI Berichte Nr. 699, 1988, Düsseldorf, pp. 121–135.
- [Kli89] W. Klinkner, *Adaptives Dämpfungs-System ADS zur fahrbahn- und fahrzustandsabhängigen Steuerung von Dämpfern einer Fahrzeugfederung*, VDI Berichte Nr. 778, 1989, Düsseldorf, pp. 323–356.
- [Kno08] C. Knobel, *Optimal force allocation for road vehicle dynamics using wheel steer angles, brake/drive torques, wheel loads and camber angles*, Ph.D. thesis, Deutsches Zentrum für Luft- und Raumfahrt e.V., 2008.
- [Kol07] C. Koletzko, *Untersuchung des Einflusses von Verstelldämpfern auf das Wankverhalten von PKW unter Berücksichtigung einer aktiven Wankstabilisierung*, Ph.D. thesis, Technische Universität München, 2007.
- [Kol09] D. Kollreider, *Identifikation der Reifeneigenschaften als Grundlage zur Fahrdynamikbewertung*, Ph.D. thesis, Technische Universität Graz, 2009.
- [KPK10] J. Krüger, A. Pruckner, and C. Knobel, *Control Allocation für Straßenfahrzeuge - Ein systemunabhängiger Ansatz eines integrierten Fahrdynamikreglers*, Proceedings des 19ten Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentechnik, 2010.
- [KR07] W. Kober and F. Ramusch, *Fahrdynamikbeeinflussung durch kombinierten Einsatz von Hinterachsregelungssystemen*, Proceedings der 11ten Reifen Fahrwerk Fahrbahn Fachtagung (VDI-Berichte Nr. 2014), 2007, Hannover, pp. 49–64.
- [Kra06] M. Kraus, *Aktoren für anspruchsvolle Fahrwerke - Clevere Mechanik entlastet Elektromotoren*, Proceedings of the 95. LUK Kolloquium, 2006.
- [Kra10] ———, *Fahrwerkssysteme - Schaeffler kann mehr als Lager*, Proceedings of the Schäffler Kolloquium, 2010.
- [Kre65] G. Krempel, *Experimenteller Beitrag zur Untersuchung am Kraftfahrzeugreifen*, Ph.D. thesis, Technische Hochschule Karlsruhe, 1965.
- [KSIK08] Y. Kawamoto, Y. Suda, H. Inoue, and T. Kondo, *Electro-mechanical suspension system considering energy consumption and vehicle manoeuvre*, Vehicle System Dynamics **46** (2008), 1053–1063.
- [KSS11] U. Knödel, F. J. Stein, and H. Schlenkermann, *Variantevielfalt der Antriebskonzepte für Elektrofahrzeuge*, ATZ Automobiltechnische Zeitschrift **113** (2011), no. 08, 552–557.

- [KST⁺93] H. Kawakami, H. Sato, M. Tabata, H. Inoue, and H. Itamaru, *Development of integrated system between active control suspension, active 4WS, TRC and ABS*, Proceedings of the SAE International Congress & Exposition, 1993, Detroit, pp. 326–326.
- [Lef05] H. Leffler, *Der fahrdynamische Allrad von BMW*, Proceedings of the 6. Grazer Allradkongress, 2005, Graz.
- [LPP10] P. Löw, R. Pabst, and E. Petry, *Funktionale Sicherheit in der Praxis: Anwendung von DIN EN 61508 und ISO/DIS 26262 bei der Entwicklung von Serienprodukten*, dpunkt Verlag, 2010.
- [LS08] D. Lindvai-Soos, *Entwurf und Bewertung von Fahrdynamik-Regelstrategien*, Master's thesis, Technische Universität Graz, 2008, Technische Universität Graz, pp. 1–116.
- [LSW00] D. Laurent, M. Sebe, and D. Walser, *Assembly comprising a wheel and a suspension integrated into the wheel*, 2000, Patent document number: 6,113,119, pp. 1–16.
- [Lun07] J. Lunze, *Regelungstechnik 1 - Systemtheoretische Grundlagen, Analyse und Entwurf einschleifiger Regelungen*, Springer, 2007.
- [Lun08] ———, *Regelungstechnik 2 - Mehrgrößensysteme Digitale Regelung*, Springer, 2008.
- [LZV⁺02] H. Lupker, J. Zuurbier, R. Verschuren, S. Jansen, and D. Willemsen, *Steer-by-wire innovations and demonstrator*, Proceedings of the 6th International Symposium on Advanced Vehicle Control (AVEC02), 2002, Hiroshima.
- [MA05] O. Mokhiamar and M. Abe, *Experimental verification using a driving simulator of the effect of simultaneous optimal distribution of tyre forces for active vehicle handling control*, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering **219** (2005), no. 2, 135–149.
- [Mar09] M. Marini, *Modular Vehicle Model for Comfort and Safety Assessment*, Master's thesis, Technische Universität Graz, 2009, Graz University of Technology.
- [Mat07] W. Matschinsky, *Die Radführungen der Straßenfahrzeuge*, 3 ed., Springer, 2007.
- [Mat11a] MathWorks - Control System Toolbox, *Homepage*, Available at <http://www.mathworks.de/products/control/index.html>, 2011, Accessed on Oktober 2011.
- [Mat11b] MathWorks - MATLAB and Simulink, *Homepage*, Available at <http://www.mathworks.de/>, 2011, Accessed on 06. Oktober 2011.

- [MBBB10] W. J. Mitchell, C. E. Borroni-Bird, and L. D. Burns, *Reinventing the automobile - Personal urban mobility for the 21st century*, MIT press, 2010.
- [MDR76] W. F. Milliken, F. DellAmico, and R. S. Rice, *The static directional stability and control of the automobile*, SAE Transactions (1976), no. 760712, 1–128.
- [MG04] D. McRuer and D. Graham, *Flight control century: triumphs of the systems approach*, Journal of Guidance Control and Dynamics **27** (2004), no. 2, 161–173.
- [MGKR65] D. McRuer, D. Graham, E. Krendel, and W. Reisener, *Human pilot dynamics in compensatory systems - Theory, models, and experiments with controlled element and forcing function variations*, Technical Report Nr. AFFDL-TR-65-15, Air force flight dynamics laboratory research and technology division, 1965, Ohio.
- [MJS88] W. Maisch, W. D. Jonner, and A. Sigl, *Die Antriebsschlupfregelung ASR - Eine konsequente Erweiterung des ABS*, ATZ Automobiltechnische Zeitschrift **90** (1988), no. 2, 57–61.
- [MM95] W. F. Milliken and D. L. Milliken, *Race car vehicle dynamics*, Sae International, 1995.
- [Moh05] S. K. Mohan, *Torque vectoring systems: Architecture, stability performance and efficiency considerations*, Proceedings of the 6. Grazer Allradkongres, 2005, Graz.
- [MR10] E. Mallaun and L. Rosner, *Entwicklung eines Steer-by-Wire Federbeins*, Bachelorarbeit, 2010, Technische Universität Graz, pp. 1–100.
- [MS02] G. Mäckle and T. Schirle, *Active Tire Tilt Control (ATTC)-Das neue Fahrwerkskonzept des F400 Carving*, Proceedings of the 11. Aachener Kolloquium-Fahrzeug und Motorentchnik, 2002, pp. 395–408.
- [MSC07] R. Marino, S. Scalzi, and F. Cinili, *Nonlinear PI front and rear steering control in four wheel steering vehicles*, Vehicle System Dynamics **45** (2007), no. 12, 1149–1168.
- [MTI⁺06] N. Masaki, K. Tashiro, H. Iwano, G. Nagaya, Y. Wakao, and Y. Abe, *Entwicklung eines Radnabenantriebssystems mit dynamischem Dämpfungssystem*, Proceedings of the 15. Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentchnik, 2006, pp. 1699–1710.
- [MW04] M. Mitschke and H. Wallentowitz, *Dynamik der Kraftfahrzeuge*, Springer, 2004.
- [Nat03] H. Natzschka, *Strassenbau: Entwurf und Bautechnik*, Vieweg Teubner, 2003.

- [NDR11] H. Niederkofler, J. Dürnberger, and A. E. Rojas Rojas, *Electrical single wheel steering system for future suspension systems*, Proceedings of the 13th European Automotive Congress (EAEC), 2011, Valencia.
- [Nie06] T. Niemz, *Reducing braking distance by control of semi-active suspensions*, Ph.D. thesis, Technische Universität Darmstadt, 2006.
- [Nie10] H. Niederkofler, *Mechatronisches Federbein für Kraftfahrzeuge*, Erfindungsmeldung Technische Universität Graz, 2010.
- [Nis11] Nissan -Pivo2 Concept Car, *Homepage*, Available at <http://www.nissan-global.com/EN/PIVO2/index.html>, 2011, Accessed on 19.09. 2011.
- [NIT08] S. Nishioka, H. Iwano, and K. Tashiro, *In-wheel motor system*, 2006 2008, Patent document number: EP 1961602 A1, pp. 1–18.
- [NJT08] V. Nachtigal, K. P. Jäker, and A. Trächtler, *Development and control of a quarter-vehicle testbed for a fully active x-wire demonstrator*, Proceedings of the 9th International symposium on advanced vehicle control (AVEC08), 2008, Kobe.
- [NK03] A. Neukum and H. Krüger, *Fahrerreaktionen bei Lenksystemstörungen - Untersuchungsmethodik und Bewertungskriterien*, Proceedings der 9ten Reifen Fahrwerk Fahrbahn Fachtagung (VDI-Berichte Nr. 1791) (2003), 297–318, Hannover.
- [NKB⁺98] U. Neerpasch, P. Klander, D. Braun, P. Köhn, and P. Holdmann, *Ein Konzeptfahrzeug mit aktiven Fahrwerkkomponenten*, Proceedings of the 7. Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentechnik, 1998, Aachen.
- [NLER11] H. Niederkofler, C. Lex, A. Eichberger, and A. E. Rojas Rojas, *Potentialanalyse von aktiven Fahrwerks- und Antriebssystemen für die Anwendung in Fahrerassistenzsystemen in kritischen Fahrsituationen*, Proceedings of the 13. Reifen Fahrwerk Fahrbahn Fachtagung, 2011, Hannover.
- [Nor84] Normenausschuß Automobiltechnik, *DIN ISO 4138: Straßenfahrzeuge - Stationäre Kreisfahrt*, Standard, Deutsches Institut für Normung (DIN), 1984.
- [Nor94] ———, *DIN 70000: Fahrzeugdynamik und Fahrverhalten*, Standard, Deutsches Institut für Normung (DIN), 1994.
- [NR09] H. Niederkofler and A. E. Rojas Rojas, *Torsionales Schwingungstilger System für Kraftfahrzeuge*, Erfindungsmeldung Technische Universität Graz, 2009.

- [NR10a] ———, *Toward eCorner: Energy efficient design of mechatronic suspension systems*, Proceedings of the FISITA World Automotive Congress, 2010, Budapest.
- [NR10b] H. Niederkofler and M. Rudolf, *Mechanisches Fail-Safe System für Fahrzeuge mit Einzelradlenkung*, Erfindungsmeldung Magna Steyr, 2010.
- [NSG02] M. Nagai, M. Shino, and F. Gao, *Study on integrated control of active front steer angle and direct yaw moment*, JSAE Review **23** (2002), no. 3, 309–315.
- [NSN03] K. Nakano, Y. Suda, and S. Nakadai, *Self-powered active vibration control using a single electric actuator*, Journal of Sound and Vibration **260** (2003), no. 2, 213–235.
- [Ore05] R. Orend, *Steuerung der Fahrzeugbewegung mit minimaler Kraftschlussausnutzung an allen vier Rädern*, at - Automatisierungstechnik/Methoden und Anwendungen der Steuerungs-, Regelungs- und Informationstechnik **53** (2005), no. 1, 20–27.
- [Ore06] ———, *Integrierte Fahrdynamikregelung mit Einzelradaktorik - Ein Konzept zur Darstellung des Fahrdynamischen Optimums*, Ph.D. thesis, Universität Erlangen-Nürnberg, 2006.
- [Ott87] H. Otto, *Lastwechselreaktion von Pkw bei Kurvenfahrt*, Ph.D. thesis, Universität Braunschweig, 1987.
- [Pac05] H. B. Pacejka, *Spin: Camber and turning*, Vehicle System Dynamics **43** (2005), 3–17.
- [PBH04] J. H. Plumlee, D. M. Bevly, and A. S. Hodel, *Control of a ground vehicle using quadratic programming based control allocation techniques*, Proceedings of the 2004 American Control Conference, vol. 5, 2004, Boston, pp. 4704–4709.
- [PH11] P. Pfeffer and M. Harrer, *Lenkungsbandbuch*, Springer, 2011.
- [Raj06] R. Rajamani, *Vehicle dynamics and control*, Springer, 2006.
- [Rau11] J. Rauh, *OpenCRG - A unified approach to represent 3D road data in tyre simulation*, Available at <http://www.vires.com/opencrg/docs/OpenCRG-Overview.pdf>, 2011, Accessed on 7. Oktober 2011, pp. 1–28.
- [REH07] W. Rosinger, S. Eitzinger, and W. Hirschberg, *Entwurf eines Sollwertgenerators für Fahrdynamikregelsysteme*, Proceedings des 15. Steirisches Seminar über Regelungstechnik und Prozessautomatisierung, 2007, Leibnitz, pp. 117–139.

- [RHELS08] W. Rosinger, W. Hirschberg, S. Eitzinger, and D. Lindvai-Soos, *Improving driver-car performance through advanced reference value computation for vehicle dynamic control systems*, Proceedings of the 9th International Symposium on Advanced Vehicle Control (AVEC08), 2008, Kobe, pp. 282–287.
- [Ril94] G. Rill, *Simulation von Kraftfahrzeugen*, Vieweg, 1994.
- [Ril11] ———, *Road Vehicle Dynamics - Fundamentals and Modelling*, CRC Press - Taylor and Francis Group, 2011.
- [RKK11] M. Rosenberger, M. Kirschneck, and M. Koch, T. und Lienkamp, *Integration der elektrischen Antriebsmotoren in die ABS-Regelung*, Proceedings des 2. Münchner Automobiltechnischen Kolloquiums, 2011, München.
- [RNA11] A. E. Rojas Rojas, H. Niederkofler, and J. E. Wilson Aponte, *Co-Simulation for the synthesis of suspension systems for passenger vehicles with in-wheel motors based on genetic algorithms*, Proceedings of the 2nd International Munich Chassis Symposium (chassis.tech plus), 2011, München.
- [RND11] A. E. Rojas Rojas, H. Niederkofler, and J. Dürnberger, *Analyse der Fahrsicherheit von Fahrzeugen mit Radnabenmotoren auf unebener Fahrbahn*, Proceedings des 2. Münchner Automobiltechnischen Kolloquiums, 2011, München.
- [RNFD11] A. E. Rojas Rojas, H. Niederkofler, X. Bas Ferrer, and J. Dürnberger, *Modular modeling of vehicles with innovative powertrain systems*, Proceedings of the 13th EAEC European Automotive Congress, 2011, Valencia.
- [RNH11] A. E. Rojas Rojas, H. Niederkofler, and W. Hirschberg, *Mechanical Design of In-Wheel Motor Driven Vehicles with Torque-Vectoring*, Proceedings of 20th SAE Brasil Congress and Exhibition International Mobility and Technology, 2011, Pavilhão Vermelho - São Paulo.
- [RNW10] A. E. Rojas Rojas, H. Niederkofler, and J. Willberger, *Comfort and safety enhancement of passenger vehicles with in-wheel motors*, Proceedings of the SAE 2010 World Congress, 2010, Detroit.
- [Roj12] A. E. Rojas Rojas, *Mechanical Design of In-Wheel Motors Driven Vehicles (in press)*, Ph.D. thesis, Technische Universität Graz, 2012.
- [Ros09] W. Rosinger, *Sollgrößengenerierung für Fahrdynamikregelsysteme*, Ph.D. thesis, Technische Universität Graz, 2009.
- [RS40] P. Riekert and T. E. Schunck, *Zur Fahrmechanik des gummibereiften Kraftfahrzeugs*, Archive of Applied Mechanics **11** (1940), 210–224.

- [RS86] J. Reimpell and P. Sponagel, *Fahrwerktechnik: Reifen und Räder*, Vogel-Buchverlag, Würzburg, 1986.
- [RW95] P. Redlich and H. Wallentowitz, *Vehicle Dynamics with Adaptive or Semi-Active Suspension Systems Demands on Hardware and Software*, JSAE Review **16** (1995), no. 2, 218–223.
- [SA01] L. Serra and F. Andre, *A michelin suspension system that optimises the tire contact patch through negativ camber*, Proceedings of the Reifen Fahrwerk Fahrbahn Fachtagung (VDI Berichte Nr. 1632), 2001, pp. 339–346.
- [SA10] X. Song and M. Ahmadian, *Characterization of semi-active control system dynamics with magneto-rheological suspensions*, Journal of Vibration and Control **16** (2010), no. 10, 1439–1463.
- [Sch04] A. J. C. Schmeitz, *A semi-empirical three-dimensional model of the pneumatic tyre rolling over arbitrarily uneven road surfaces*, Ph.D. thesis, Technische Universiteit Delft, 2004.
- [Sch06] H. Schürr, *Stand der Technik moderner Dämpfungssysteme*, Proceedings of the CTI Fachkonferenz Aktive Beeinflussung von Längs- und Querdynamik zur Steigerung der Fahrsicherheit, 2006, Würzburg.
- [Sch08] C. Schröder, *Michelin Active Wheel mit Radnabenmotor treibt zwei Elektroautos*, ATZ online - Available at <http://www.atzonline.de/index.php;do=show/id=8503/alloc=1>, 2008, Accessed on 02. Dezember 2011.
- [Sch11] J. Schaffner, *Gefahrenanalyse und Sicherheitskonzept nach ISO 26262 für Fahrerassistenzsysteme*, ATZ Automobiltechnische Zeitschrift - Elektronik **6** (2011), no. 01, 34–49.
- [SG89] K. H. Schönfeld and H. Geiger, *Fahrwerksregelung bei Nutzfahrzeugen - Elektronisch gesteuerte Luftfederung und Dämpfung*, Proceedings of the Reifen Fahrwerk Fahrbahn Fachtagung (VDI Berichte 778), 1989, pp. 307–322.
- [SH86] R. S. Sharp and S. A. Hassan, *Relative performance capabilities of passive, active and semi-active car suspension systems*, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers. Part D, Transport engineering **200** (1986), no. D3, 219–228.
- [SHHK07] A. Stribrsky, K. Hyniova, J. Honcu, and A. Kruczek, *Energy recuperation in automotive active suspension systems with linear electric motor*, Proceedings of the 2007 Mediterranean Conference on Control and Automation, 2007, Athens (English).

- [SKM⁺91] M. Shiozaki, S. Kamiya, K. Matsui, R. Kizu, and M. Kuroyana-gi, *High speed control of damping force using piezoelectric elements*, Proceedings of the SAE International Congress & Exposition, 1991, pp. 884–884.
- [Sma00] H. Smakmann, *Functional integration of slip control with active sus-pension for improved lateral vehicle dynamics*, Ph.D. thesis, Technische Universiteit Delft, 2000.
- [SNN98] Y. Suda, S. Nakadai, and K. Nakano, *Hybrid suspension system with skyhook control and energy regeneration (development of self-powered active suspension)*, Vehicle System Dynamics **29** (1998), 619–634.
- [SNS08] J. Svendenius, P. Nilsson, and F. Seglö, *Entwicklungsstand elektrome-chanischer Bremssysteme von Nutzfahrzeugen*, Proceedings of the 17. EVU Conference, 2008, Nice, pp. 245–250.
- [SP71] E. Sevin and W. D. Pilkey, *Optimum shock and vibration isolation*, Shock and Vibration Monograph (SVM) **6** (1971).
- [SP11] R. S. Sharp and H. Peng, *Vehicle dynamics applications of optimal control theory*, Vehicle System Dynamics **49** (2011), no. 7, 1073–1111.
- [SR92] H. Stoll and J. Reimpell, *Fahrwerktechnik: Lenkanlagen und Hilfskraft-lenkungen*, Vogel, 1992.
- [SST93] Y. Shibahata, K. Shimada, and T. Tomari, *Improvement of vehicle maneuverability by direct yaw moment control*, Vehicle System Dynamics **22** (1993), 465–481.
- [Stä08] U. Stählin, *Eingriffsentscheidung für ein Fahrerassistenzsystem zur Un-fallvermeidung*, Ph.D. thesis, Technische Universität Darmstadt, 2008.
- [Sta97] N. Stamer, *Ermittlung optimaler PKW-Querdynamik und ihre Realis-ierung durch Allradlenkung*, VDI Fortschritt Berichte Reihe 12, 1997.
- [Sto04] J. Stockmar, *Das große Buch der Allradtechnik*, Pietsch Verlag, 2004.
- [Str96] R. H. Streiter, *Entwicklung und Realisierung eines analytischen Regel-konzeptes für eine aktive Federung*, Ph.D. thesis, Technische Universi-tät Berlin, 1996.
- [SUM06] K. Sawase, Y. Ushiroda, and T. Miura, *Left-right torque vectoring technology as the core of super all wheel control (s-awc)*, Tech. report, Mitsubishi Motors Technical Review Nr. 18, 2006.
- [SZH07] M. Schiebahn, P. Zegelaar, and O. Hofmann, *Yaw torque control for ve-hicle dynamics systems - Theoretical generation of additional yaw tor-que*, Proceedings of the Reifen Fahrwerk Fahrbahn Fachtagung (VDI Berichte 2014), 2007, Hannover, pp. 101–119.

- [TGM⁺08] A. Thomä, H. J. Gilsdorf, M. Münster, U. Mair, C. Müller, M. Hippe, and J. Hoffmann, *Electromechanical active body control*, Proceedings of the FISITA World Automotive Congress, 2008, München.
- [Til01] M. Tiller, *Introduction to physical modeling with Modelica*, Springer, 2001.
- [TN06] A. Trächtler and F. Niewels, *Integrierte Querdynamikregelung mit ESP, AFS und aktiven Fahrwerksystemen*, Fahrodynamik-Regelung, ch. 10, pp. 237–251, 2006.
- [Tom00] J. E. Tomayko, *Computers take flight: a history of NASA's pioneering digital fly-by-wire project*, NASA, 2000.
- [Toy05] Toyota to Display Fuel Cell Hybrid and Personal Mobility Concept Vehicles at Tokyo Motor Show, *Homepage*, Available at www.toyota.co.jp/en/news/05/, 2005, Accessed on 11 August 2011.
- [TS06] E. Tomasch and H. Steffan, *ZEDATU - Zentrale Datenbank tödlicher Unfälle in Österreich - A Central Database of Fatalities in Austria*, Proceedings of the International - Expert Symposium on Accident Research (ESAR), 2006, Hannover.
- [Unb07] H. Unbehauen, *Regelungstechnik II - Zustandsregelungen, digitale und nichtlineare Regelsysteme*, Vieweg, 2007.
- [Val03] M. Valášek, *Design and control of under-actuated and over-actuated mechanical systems: Challenges of mechanics and mechatronics*, Vehicle System Dynamics **40** (2003), 37–49.
- [Ver02] Verein Deutscher Ingenieure e.V., *VDI Norm 2057, Blatt 1 / Part 1: Einwirkung mechanischer Schwingungen auf den Menschen - Ganzkörperschwingungen*, Standard, 2002.
- [Vir10] Vires Simulationstechnologie GmbH, *OpenCRG user manual*, User manual, 2010, Available at <http://www.vires.com/opencrg/docs/OpenCRGUserManual.pdf>.
- [VK01] A. Vukotich and A. Kirchner, *Sensorfusion für Fahrerassistenzsysteme*, Proceedings der 10ten internationalen Tagung Elektronik im Kraftfahrzeug (VDI-Berichte 1646), 2001, Baden-Baden.
- [Web04] I. Weber, *Verbesserungspotenzial von Stabilisierungssystemen im Pkw durch eine Reibwertensensorik*, Ph.D. thesis, Technische Universität Darmstadt, 2004.
- [Weg09] M. Wegscheider, *Modellbasierte Komfortbewertung von Fahrerassistenzsystemen*, Ph.D. thesis, Technische Universität Graz, 2009.

- [WHH04] H. Weinfurter, W. Hirschberg, and E. Hipp, *Entwicklung einer Störgrößenkompensation für Nutzfahrzeuge mittels Steer-by-Wire durch Simulation*, Proceedings der VDI Tagung Berechnung und Simulation im Fahrzeugbau (VDI Berichte 1846), 2004, Würzburg, pp. 923–941.
- [WHW09] H. Winner, S. Hakuli, and G. Wolf, *Handbuch Fahrerassistenzsysteme Grundlagen, Komponenten und Systeme für aktive Sicherheit und Komfort*, Vieweg Teubner, Wiesbaden, 2009.
- [WIHS04] H. Winner, R. Isermann, H. Hanselka, and A. Schürr, *Wann kommt By-Wire auch für Bremse und Lenkung?*, Proceedings der VDI Tagung Steuerung und Regelung von Fahrzeugen und Motoren (VDI-Berichte 1828), 2004, Wiesloch.
- [Wil11] J. Willberger, *AC Motor Design for Passenger Cars - Design and Energy Efficient Control of In-Wheel Motors*, Ph.D. thesis, Technische Universität Graz, 2011.
- [WK91] H. Wallentowitz and D. Konik, *Von der Niveauregulierung zur Aktiven Federung: Erkennbare Entwicklungstendenzen*, Aktive Fahrwerkstechnik, ch. 8, pp. 150–191, Vieweg, 1991.
- [WS99] S. Wolfried and W. Schiffer, *Active Body Control (ABC) - Das neue aktive Federungs- und Dämpfungssystem des CL-Coupes von DaimlerChrysler*, Proceedings of the Reifen Fahrwerk Fahrbahn Fachtagung (VDI Berichte 1494), 1999, Hannover.
- [Yam91] M. Yamamoto, *Active control strategy for improved handling and stability*, Proceedings of the Passenger Car Conference & Exposition, 1991, Nashville, pp. 1638–1648.
- [YG05] P. Yih and J. C. Gerdes, *Modification of vehicle handling characteristics via steer-by-wire*, IEEE Transactions on Control Systems Technology **13** (2005), no. 6, 965–976.
- [YYC⁺02] G. Z. Yao, F. F. Yap, G. Chen, W. H. Li, and S. H. Yeo, *MR damper and its application for semi-active control of vehicle suspension system*, Journal of Mechatronics **12** (2002), no. 7, 963–973.
- [ZBR97] A. Zomotor, H. . Braess, and R. Rönitz, *Verhalten und Kriterien zur Bewertung des Fahrverhaltens von Personenkraftwagen - Ein Rückblick auf die letzten 20 Jahre*, ATZ Automobiltechnische Zeitschrift **99** (1997), 12.
- [ZEP94] A. Van Zanten, R. Erhardt, and G. Pfaff, *FDR - Die Fahrdynamikregelung von Bosch*, ATZ Automobiltechnische Zeitschrift **96** (1994), no. 11, 674–689.

- [Zet02] S. Zetterström, *Electromechanical steering, suspension, drive and brake modules*, Proceedings of the 56th Vehicular Technology Conference, 2002, Vancouver, pp. 1856–1863.
- [ZHY⁺07] Y. Zhang, K. Huang, F. Yu, Y. Gu, and D. Li, *Experimental verification of energy-regenerative feasibility for an automotive electrical suspension system*, Proceedings of the IEEE International Conference on Vehicular Electronics and Safety (ICVES), 2007, Beijing.
- [ZYS03] G. Zhengqi, L. Yufeng, and W. Seemann, *The performance of a vehicle with four-wheel steering control in crosswind*, International Journal of Vehicle Autonomous Systems **1** (2003), no. 2, 256–269.

Tabellenverzeichnis

1.1	Aktuelle ECM Forschungs- und Entwicklungstätigkeiten	7
2.1	Einteilung der Vertikaldynamiksysteme	21
2.2	Gegenüberstellung der Simulationsergebnisse der Vertikaldynamikanalyse (Fettgedruckte Zahlen kennzeichnen eine Verbesserung des Fahrkomforts. Verschlechterungen sind mit einem Minus gekennzeichnet.)	37
3.1	Auslegungspunkte der eingesetzten Radnabenmotoren	60
3.2	Zusammenfassung der geforderten und erreichten Fahrleistungen für das Zielfahrzeug mit Zweiradantrieb (2RA) und mit Vierradantrieb (4RA). „DL“ kennzeichnet den Dauerlastbetrieb und „ÜL“ den Überlastbetrieb.	61
5.1	Verstellbereich der untersuchten Fahrzeugkonfigurationen	90
6.1	Verstellbereich der untersuchten Fahrzeugkonfigurationen mit Zahnstangenlenkung an der Vorderachse	113
B.1	Fahrzeugdaten	140
B.2	Reifenparameter <i>Continental ContiPremiumContact2</i> 185/60 – R15	142

Abbildungsverzeichnis

1.1	Evolution der Mobilität [MBBB10]	2
1.2	Prinzipdarstellung von Radaufhängungen	3
1.3	Typische Produktstruktur eines Kraftfahrzeugs mit den Komponenten eines ECMS	5
1.4	Ausführungsbeispiele von elektromechanischen Corner-Modulen	8
1.5	Gliederung der Arbeit	11
2.1	Klassifizierung der Fahrdynamikregelsysteme, in Anlehnung an [Sma00]	14
2.2	Entwicklungsstufen von Fahrzeuglenkungen. a-c in Anlehnung an [HW09]. (a) Mechanische Pkw-Standardlenkung, (b) Überlagerungslenkung, (c) <i>Steer-by-Wire</i> -System, (d) <i>Steer-by-Wire</i> -System mit Einzelradaktorik.	17
2.3	Einteilung der Vertikaldynamik-Regelsysteme, in Anlehnung an [KKS88] und [Str96]	20
2.4	Darstellung der Kräftesituation am Fahrzeug zur Berechnung des resultierenden Giermoments M_z	23
2.5	Giermomentenpotentiale als Funktion der Querbeschleunigung a_y in einer Linkskurve bei radindividueller Längsschlupfregelung (VL: vorne links, VR: vorne rechts, HL: hinten links, HR: hinten rechts)	25
2.6	Resultierendes Giermoment als Funktion des Brems- bzw. Antriebsmoments in einer Linkskurve bei einer Querbeschleunigung von 6.5 m/s^2	26
2.7	Giermomentenpotentiale in einer Linkskurve bei radindividueller Lenkwinkeländerung	27
2.8	Giermomentenpotentiale in einer Linkskurve bei achsweiser Lenkwinkeländerung	28
2.9	Giermomentenpotentiale in einer Linkskurve bei Variation der Wankabstützung	29

2.10	Ersatzmodelle der analysierten Fahrwerksysteme: (a) passives Fahrwerk, (b) semi-aktives hydraulisches Verstelldämpfersystem, (c) aktiv elektrisches Dämpfungssystem.	33
2.11	Vergleich der Vergrößerungsfunktion der frequenzbewerteten Aufbaubeschleunigung eines passiven und eines geregelten Fahrwerksystems mit semi-aktiven Verstelldämpfer für verschiedene Radmassen	38
2.12	Qualitative Darstellung des Leistungs- und Energieflusses idealer mechanischer Fahrwerksfedern während einer Kurvenfahrt . . .	40
2.13	Einfluss der Fahrgeschwindigkeit auf die dissipierte Dämpferenergie beim Überfahren von unebenen Fahrbahnen	40
3.1	Schematische Darstellung des Fahrdynamikmodells in MOVES ²	44
3.2	Querregelkreis Fahrer-Fahrzeug unter Einwirkung von Störungen	46
3.3	Eingeprägte und externe Kräfte, kinematische und geometrische Größen am Einspurmodell für den Reglerentwurf	49
3.4	Mechanisches Schwingungssystem des nichtlinearen Gesamtfahrzeugmodells	51
3.5	Überblick der eingesetzten Sensorik für die Validierungsfahrten, in Anlehnung an [Kol09]	52
3.6	Validierungsergebnisse für den Wankwinkel ϕ , den Differenzschwimmwinkel $\Delta\beta$ und die Gierrate $\dot{\psi}$ im Manöver <i>Stationäre Kreisfahrt</i>	53
3.7	Validierungsergebnisse für den Schwimmwinkel β und die Gierrate $\dot{\psi}$ im transienten Manöver	55
3.8	Validierungsergebnisse für die Aufbaubeschleunigung \ddot{z}_A und die Radbeschleunigung \ddot{z}_R am linken Vorderrad bei Überfahrt einer Schlagleiste gefolgt von einem Schlagloch	55
3.9	Schnittbild der elektromechanischen Einzelradlenkung mit eingezeichnetem Momentenfluss	57
3.10	Schematische Darstellung des entwickelten Aktormodells in der Simulationsumgebung Dymola [®]	58
3.11	Elektromechanischer Radnabenantrieb	59
3.12	Koppelung des Fahrzeugmodells und des Aktormodells in einer Co-Simulationsumgebung	62
4.1	Konzept der Fahrdynamikregelung	66
4.2	Bestimmung des Führungsgrößenvektors $\hat{\mathbf{r}}$	67
4.3	Aufbau und Komponenten des Horizontaldynamikreglers	69

4.4	Anti-Windup-Maßnahme für den Längsdynamikregler	70
4.5	Struktur der Querdynamikregelung	70
4.6	Schematischer Flussplan der <i>Optimalen Stellgrößenverteilung</i> zur Berechnung der Aktor-Stellgrößen \mathbf{u}	75
4.7	Approximation der nichtlinearen Reifencharakteristiken	80
4.8	Verfügbarer Stellbereich unter Berücksichtigung von Reifen- und Aktorbeschränkungen	84
4.9	Berechnung der Schlupfgrößen s_x und λ_y auf Basis der Vorgabe einer kombinierten Reifenkraft F_H	85
5.1	Überblick der untersuchten Fahrzeugkonfigurationen	89
5.2	Grafische Darstellung zur Berechnung der Abweichung von der Referenztrajektorie [RND11]	92
5.3	Bestimmungsgrößen der objektiven Bewertungskennzahl für die Lastwechselreaktion von Pkw bei Kurvenfahrt [Ott87]	93
5.4	Zeitlicher Verlauf der Stellgrößen bei Ausfall des Radnabenantriebs in der stationären Kreisfahrt für die Fahrzeugkonfiguration <i>Fzg.2</i>	95
5.5	Zeitlicher Verlauf der Zustandsgrößen bei Ausfall des Radnabenantriebs in der stationären Kreisfahrt für die Fahrzeugkonfiguration <i>Fzg.2</i>	95
5.6	Gegenüberstellung der Ergebnisse für einen Fehler des Antriebssystems am kurvenäußeren Hinterrad	96
5.7	Zeitlicher Verlauf der Stellgrößen bei Ausfall der Lenkung in der stationären Kreisfahrt für die Fahrzeugkonfiguration <i>Fzg.1</i>	97
5.8	Zeitlicher Verlauf der Zustandsgrößen bei Ausfall der Lenkung in der stationären Kreisfahrt für die Fahrzeugkonfiguration <i>Fzg.1</i>	98
5.9	Gegenüberstellung der Ergebnisse für einen Fehler des Lenksystems am kurvenäußeren Vorderrad	98
5.10	Gegenüberstellung der Ergebnisse für einen Fehler des Lenksystems am kurvenäußeren Vorderrad mit zusätzlichen mechanischen Sperrmechanismus	99
5.11	Darstellung der Simulationsergebnisse bei Ausfall des Radnabenantriebs am rechten Hinterrad. Zeitpunkt des Fehlers: $t = 2\text{ s}$	100
5.12	Darstellung der Simulationsergebnisse bei Ausfall des Lenksystems am rechten Vorderrad. Zeitpunkt des Fehlers: $t = 2\text{ s}$	101

5.13	Darstellung der Simulationsergebnisse bei Ausfall des Lenksystems am rechten Vorderrad mit zusätzlichen mechanischen Bremsmechanismus. Zeitpunkt des Fehlers: $t = 2$ s	102
6.1	Blockschaltbild des Systems Verkehr in Anlehnung an [ETHS11] und [Ber11]	106
6.2	Sicherheitspotentiale von Fahrerassistenzsystemen und Fahrdynamikregelsystemen. Auszug aus der RCS-TUG Studie	108
6.3	Schematische Darstellung des Eingriffsverhaltens eines Ausweichassistenten	110
6.4	Vorgehensmodell zur Bestimmung des letztmöglichen Eingriffszeitpunktes	111
6.5	Überblick der untersuchten Fahrzeugkonfigurationen mit Zahnstangenlenkung an der Vorderachse	113
6.6	Schematische Darstellung zur Berechnung der Eingriffszeitdifferenz zum Referenzfahrzeug <i>Fzg.8</i>	114
6.7	Letztmöglicher Eingriffszeitpunkt zur Kollisionsvermeidung in Abhängigkeit des nominellen Kraftschlussbeiwertes und der eingesetzten aktiven Systeme	114
6.8	Ausnutzungsgrad der horizontalen Reifenkraft bei unterschiedlichen Fahrbahnverhältnissen für die Fahrzeugkonfiguration <i>Fzg.1</i>	116
A.1	Schematischer Überblick der implementierten Reifenmodelle	132
A.2	Bestimmung der Reifenmodellparameter aus den Schlupfkurven	134
B.1	Federkennlinien der Vorder- und Hinterachse	141
B.2	Dämpferkennlinie der Vorder- und Hinterachse	141