

Manuel Schwartz

Topologie-Optimierung eines radselektiv angesteuerten Fahrzeugs basierend auf einer optimalen Fahrzeugführungsregelung

Manuel Schwartz

**Topologie-Optimierung eines radselektiv
angesteuerten Fahrzeugs basierend auf
einer optimalen Fahrzeugführungsregelung**

Karlsruher Beiträge zur
Regelungs- und Steuerungstechnik
Karlsruher Institut für Technologie

Band 18

Topologie-Optimierung eines radselektiv angesteuerten Fahrzeugs basierend auf einer optimalen Fahrzeugführungsregelung

von
Manuel Schwartz

Karlsruher Institut für Technologie
Institut für Regelungs- und Steuerungssysteme

Topologie-Optimierung eines radselektiv angesteuerten Fahrzeugs
basierend auf einer optimalen Fahrzeugführungsregelung

Zur Erlangung des akademischen Grades eines Doktor-Ingenieurs
von der KIT-Fakultät für Elektrotechnik und Informationstechnik des
Karlsruher Instituts für Technologie (KIT) genehmigte Dissertation

von Manuel Schwartz, M.Sc.

Tag der mündlichen Prüfung: 25. Februar 2022
Hauptreferent: Prof. Dr.-Ing. Sören Hohmann
Korreferent: Prof. Dr.-Ing. habil. Ansgar Trächtler

Impressum



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

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

www.ksp.kit.edu



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



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

Print on Demand 2022 – Gedruckt auf FSC-zertifiziertem Papier

ISSN 2511-6312

ISBN 978-3-7315-1222-6

DOI 10.5445/KSP/1000148800

Vorwort

Meine Dissertation entstand während der Arbeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter am Institut für Regelungs- und Steuerungssysteme (IRS) am Karlsruher Institut für Technologie (KIT).

Ich möchte mich ganz besonders bei meinen Eltern Gabi und Rolf für die bedingungslose Hilfe in allen Lebenslagen bedanken. Ohne euch hätte ich es nicht geschafft.

Ganz herzlich möchte ich mich bei meinen Kollegen der IRS-Legebatterie Lukas Kölsch, Florian Köpf und Simon Rothfuß bedanken, denen ich eine durchgehend angenehme Arbeitsatmosphäre zu verdanken habe und die stets ein offenes Ohr für meine Anliegen hatten. Für das kritische und hilfreiche Feedback sowie die investierte Zeit bedanke ich mich ebenfalls bei den Kollegen Christopher Bohn, Tobias Goosmann, Lukas Köhrer, Thomas Rudolf, Florian Siebenrock und Dr.-Ing. Stefan Schwab.

Bei Prof. Dr.-Ing. Sören Hohmann bedanke ich mich für die lehrreiche Zeit und die gute Betreuung der Promotion am IRS. Danken möchte ich ebenfalls Herrn Prof. Dr.-Ing. habil. Ansgar Trächtler für die Übernahme des Korreferats und das damit verbundene Interesse an meiner Arbeit.

Das Interesse wissenschaftlich zu Arbeiten verdanke ich Felix Middelstädt, Sebastian Südekum, Mathias Könnecke, Dr.-Ing. Robert Dürr und Prof. Dr.-Ing. Steffen Sommer, die mich bereits früh im Bachelorstudium unterstützt haben.

Mein besonderer Dank geht an alle meine ehemaligen AbschlussarbeiterInnen: Chengping Z., Cui Z., Fabian B., Florian M., Florian K., Florian S., Hanzhe W., Hanwen Z., Kevin J., Kunteng Z., Laurin L., Lukas Ha., Lukas He., Lukas K., Lukas L., Marco S., Marcus B., Nina M., Rajat B., Sen F., Serhii F., Shuzhou M., Thomas R., Tiancheng W., Tingting T. und Tobias G., die mich über die Jahre durch die Erarbeitung wichtiger Puzzleteile bei der Bearbeitung des Themas und dem Erstellen unzähliger Seiten Abschlussarbeiten bei meinem Vorhaben unterstützt haben.

Für diese spannende Zeit möchte ich mich auch bei Philipp Kautzmann, Dominik Nees und Dr.-Ing. Ralf Stopp (SHARE am KIT) für die Unterstützung während meiner Projektarbeit bedanken. Ebenfalls wurde mir stets konstruktives Feedback durch die Kollegen des Instituts für Fahrzeugsystemtechnik am KIT, Chenlei Han und Dr.-Ing. Michael Frey gegeben.

Mein letzter Dank geht an Beate Stassen, die mich während meiner Zeit am IRS jederzeit unterstützt hat.

Karlsruhe, im Januar 2022

Manuel

Für Sophie, Fritz, Paula und Frida.

Kurzfassung

Die Elektrifizierung des Antriebsstrangs und zunehmende Automatisierung personenbezogener Fahrzeuge fördern Innovationen der gesamten Fahrzeugarchitektur. Im Automobilbereich werden zwei relevante Entwicklungsrichtungen angestrebt. Zum einen steht die Reduzierung der durch den Straßenverkehr hervorgerufenen CO₂-Emissionen im Fokus. Zusätzlich führt der zunehmende Automatisierungsgrad aktueller Serienfahrzeuge zur Erhöhung der Fahrsicherheit und des Fahrkomforts. Werden weiterhin radselektiv gelenkte und angetriebene Fahrzeuge betrachtet können Herausforderungen dicht besiedelter urbaner Regionen, durch die erhöhte Manövrierbarkeit solcher Fahrzeuge, begegnet werden.

Um diese Entwicklungsschwerpunkte sowie das alternative Fahrzeugkonzept zusammenzuführen, wird in dieser Arbeit die Frage beantwortet, wie ein optimales Fahrwerk, basierend auf der Betrachtung der aktorischen Freiheitsgrade eines radselektiv angesteuerten Fahrzeugs, zu gestalten ist. Dabei wird die Auslegung des Arbeitsbereichs der Radmodule sowie deren Anbindung an die Karosserie durch Definition der kinematischen Kennwerte mit einem vorgestellten Auslegungserfahren durchgeführt und anschließend analysiert. Die Topologie-Optimierung einer virtuellen Radaufhängung erfolgt im Zusammenspiel mit einer durchgängigen, optimalen Fahrzeugführungsregelung, wodurch die Freiheitsgrade des Fahrzeugkonzepts auch Einfluss auf den Entwurf des Fahrwerks haben. Dabei wird das radselektiv gelenkte und angetriebene, automatisiert geführte Fahrzeug energieoptimal angesteuert sowie die erhöhte Manövrierfähigkeit des Konzeptes ausgenutzt.

Die Arbeit ist in zwei grundlegende Beiträge unterteilt. Zunächst ist dies der Entwurf einer durchgängigen Fahrzeugführungsregelung für das radselektiv angesteuerte Fahrzeug. Zwischen den Schnittstellen zum Trajektorien-Planer sowie den Elektromotoren der Antriebe erfolgt eine kaskadierte, prädiktive und lokal optimale Regelung des Fahrzeugs. Hierbei wird der Soll-Arbeitsbereich durch die optimale Ausnutzung der Fahrzeugführungsfreiheitsgrade durch die Regelungsarchitektur und -strategie zur Laufzeit und ohne Geschwindigkeitsbeschränkungen festgelegt. Im zweiten Teil der Arbeit wird diese Regelung zusammen mit einem detaillierten Fahrzeugmodell als Black-Box-Simulation innerhalb einer Topologie-Optimierung basierend auf evolutionären Algorithmen eingebettet. Kinematische Zusammenhänge des Fahrwerks, abgebildet über virtuelle Lenker und Drehpole der Radaufhängung, werden bei dem vorgestellten Auslegungsverfahren als Optimierungsparameter zur globalen Optimierung des Fahrzeugverhaltens hinsichtlich des Energieverbrauchs sowie der Fahrkomfortsteigerung ausgelegt.

Inhaltsverzeichnis

Vorwort	I
Kurzfassung	V
Abbildungsverzeichnis	XI
Tabellenverzeichnis	XVII
Abkürzungen und Symbole	XIX
1 Einleitung	1
2 Stand der Wissenschaft und Technik	7
2.1 Radselektiv angesteuerte Fahrzeuge	7
2.2 Forschungsbasierte Fahrwerksentwicklung	13
2.3 Durchgängige Ansätze zur Fahrdynamikregelung	15
2.4 Forschungslücke	17
2.5 Forschungsschwerpunkt 1: Topologie-Optimierung	19
2.6 Forschungsschwerpunkt 2: Fahrzeugführungsregelung	20
3 Modellbildung des radselektiv angesteuerten Fahrzeugs	21
3.1 Koordinatensysteme	24
3.2 Horizontaldynamik und Rad-Fahrzeug-Kopplung	27
3.3 Vertikaldynamik	31
3.3.1 Halbfahrzeugmodell	32
3.3.2 Gesamtfahrzeugmodell	33
3.3.3 Bewegungsgleichungen	33
3.4 Fahrwerkskinematik	38
3.4.1 Definition der kinematischen Kenngrößen	40
3.4.2 Radlenkinematik	43
3.4.3 Radhubkinematik	44
3.5 Radmodul-Modell	52
3.5.1 Modellierung der Lenkungs-dynamik	52
3.5.2 Modellierung der Raddrehzahldynamik	58
3.6 Reifenmodelle	60
3.6.1 Magic Formula Tyre Model	61

3.6.2	Delft MF-Tyre	62
3.7	Zusammenfassung	64
4	Kaskadierte, durchgängige und optimale Fahrzeugführungsregelung	65
4.1	Trajektorienfolgeregelungen	67
4.2	Energieoptimale Stellgrößenverteilung	71
4.2.1	Lösungsmethode mit der <i>Pseudoinversen</i>	71
4.2.2	Entwurfsverfahren, sekundäre Optimierungsziele	73
4.2.3	Berücksichtigung der Verlustleistungen	76
4.3	Radmodul-Führungsgrößenbestimmung	79
4.3.1	Lösungsansätze aus der Literatur	80
4.3.2	Anforderungen	82
4.3.3	Ansatz	83
4.3.4	Modellprädiktive Struktur	84
4.3.5	Bewertung des Regelfehlers der Geschwindigkeitsreferenz	86
4.3.6	Bewertung des Regelfehlers der Kraftreferenz	87
4.3.7	Modellprädiktives Optimierungsproblem	89
4.4	Radmodul-Regelung	91
4.4.1	Lenkwinkelregelung	91
4.4.2	Raddrehzahlregelung	93
4.5	Zusammenfassung	94
5	Auslegungsverfahren zur Topologie-Optimierung	97
5.1	Übersicht	97
5.2	Auswahl der Optimierungsparameter	99
5.3	Gütemaße	106
5.3.1	Komfortbetrachtung	106
5.3.2	Leistungsbetrachtung	109
5.3.3	Energiebetrachtung	113
5.4	Manöverauswahl	114
5.5	Auslegungsstrategie	119
5.5.1	Vorauslegung	119
5.5.2	Grundausslegung	122
5.5.3	Nachauslegung	124
5.6	Zusammenfassung	124
6	Ergebnisse und Diskussion	127
6.1	Auslegungsverfahren	129
6.1.1	Ergebnisse der Vorauslegung	129
6.1.2	Ergebnisse der Grundausslegung	135
6.1.3	Ergebnisse der Nachauslegung	141
6.2	Gesamtsystems simulation	146
6.2.1	Positions- und Geschwindigkeitsfolgeregelung	146
6.2.2	Stellgrößenverteilung und virtuelle Stellgrößen	150

6.2.3	Radmodul-Führungsgrößenbestimmung und -Regelung	152
6.3	Regelungskonzepte	156
6.3.1	Sekundäre Optimierungsziele	156
6.3.2	Radmodul-Führungsgrößenbestimmung beim Einparken	157
6.4	Fazit	161
7	Zusammenfassung	165
A	Details zur Modellbildung	XXIII
A.1	Parameter der Modelle	XXIII
A.2	Matrizen und Herleitungen zur Fahrzeug-Vertikaldynamik	XXVI
A.3	Herleitungen zur Radhubkinematik	XXVII
A.4	Berechnung des zeitvarianten Radträgheitsmoments	XXIX
A.5	Filterfunktionen und Gewichtungen der BS 6841	XXXII
B	Details zu den Regelungen	XXXIII
B.1	Parameter der Regelungen	XXXIII
C	Details zum Auslegungsverfahren	XXXVII
C.1	Parameter des Manövers Seitenwindempfindlichkeit	XXXVII
C.2	Referenztrajektorien des Testmanövers	XXXVII
C.3	Lenkwinkelverlauf bei einer beschleunigten Kreisfahrt	XLI
C.4	Parametrierung der PSO	XLI
D	Weitere Ergebnisse	XLIII
D.1	Topologie-Optimierung	XLIII
D.2	Fahrwerk	XLIV
D.3	Radmodulregelung	XLIX
D.4	Radmodul-Führungsgrößenbestimmung	LII
E	Ergänzungen	LIII
E.1	Die $\text{atan2}(y, x)$ -Funktion	LIII
E.2	Partikelschwarmoptimierung	LIII
	Literaturverzeichnis	LVII

Abbildungsverzeichnis

1.1	Übersicht und Zusammenhänge der Forschungsschwerpunkte.	4
2.1	Versuchsträger und Detailansicht des Fahrwerks des öffentlich geförderten Projekts OmniSteer.	9
2.2	Versuchsträger und Detailansicht des Fahrwerks des ROboMObils.	10
2.3	Versuchsträger und Detailansicht des Fahrwerks des SpeedE.	11
2.4	Versuchsträger und Detailansicht des Fahrwerks des MRV.	12
3.1	Teilsysteme des betrachteten Entwurfsmodells und die dazu erstellten Modellgleichungen bzw. Abschnitte mit der Modellbildung.	22
3.2	Blockschaltbild des detaillierten Modells des radselektiv angesteuerten Fahrzeugs und die dazu erstellten Modellgleichungen bzw. Abschnitte mit der Modellbildung.	23
3.3	Globales Koordinatensystem und Fahrzeug-Koordinatensystem im Fahrzeug-Schwerpunkt.	25
3.4	Rad-Koordinatensystem.	26
3.5	Geometrie und Definitionen der Kraft- und Geschwindigkeitsvektoren zur Beschreibung der Horizontaldynamik.	28
3.6	Halbfahrzeugmodell der Vertikaldynamik	33
3.7	Gesamtfahrzeugmodell der Vertikaldynamik	34
3.8	Definition der kinematischen Kenngrößen, mit dem Radaufstandspunkt \bar{W} und dem Schnittpunkt der Lenkachse mit der Fahrbahn \bar{A}	41
3.9	Radhubkinematik um das Wankzentrum	46
3.10	Radhubkinematik um das Nickzentrum	48
3.11	Hebelarme und kinematische Winkel des Lenkungssystems	53
3.12	Beispielgraph Bohrmoment	55
3.13	Kraft-Schlupf-Zusammenhänge und Konzept des Kammschen Kreises des <i>Magic Formula Tyre Models</i>	63
3.14	Schnittstellen des Delft MF-Tyre Reifenmodells.	64
4.1	Übersicht kaskadierte Regelungsmethoden und -algorithmen	67
4.2	Blockschaltbild der Trajektorienfolgeregelungen.	70
4.3	Bearbeitungsschritte des Entwurfsverfahrens zur Stellgrößenverteilung (CA).	75
4.4	Zwei Quadranten eines Verlustkennfeldes einer Synchronmaschine.	77
4.5	Blockschaltbild der Stellgrößenverteilung.	80
4.6	Optimale Arbeitspunkte des Rades und Darstellung der Referenzvektoren zur Bestimmung der Radmodul-Führungsgrößen im Radkoordinatensystem.	84

4.7	Blockschaltbild zur Radmodul-Führungsgrößenbestimmung	85
4.8	Radmodul-Regelkreise und Störgrößenbeobachter.	95
5.1	Eine Iterationsschleife der Black-Box-Optimierung.	98
5.2	Übersicht über das Auslegungsverfahren mit den drei Stufen: Vorauslegung, Grundauslegung und Nachauslegung.	99
5.3	Verhalten des Sturzwinkel beim Kurvenfahren.	103
5.4	Messstellen der BS 6841.	108
5.5	Zusammensetzung des Fahrwiderstandes für verschiedene Streckentypen [EG17].	110
5.6	Kennfelder der Motorverluste.	111
5.7	Manöver: ISO-Doppelspurwechsel (ISO 3888).	116
5.8	Manöver: Parkieren.	117
5.9	Manöver: Seitenwindempfindlichkeit.	118
5.10	Vollständiges Auslegungsverfahren.	126
6.1	Referenzbewegung im globalen Koordinatensystem $x_{\text{ref},1}^{\text{P}} = x_{\text{ref}}$ und $x_{\text{ref},2}^{\text{P}} = y_{\text{ref}}$.	128
6.2	Referenzgeschwindigkeit $x_{\text{ref},1}^{\text{hd}} = v_{x,\text{ref}}$	129
6.3	Optimierungsergebnisse der Vorauslegung: Nickzentrumshöhe.	130
6.4	Optimierungsergebnisse der Vorauslegung: Wankzentrumshöhe.	131
6.5	Ergebnisse Auslegungsverfahren: Positionsfehler über Wankzentrumshöhe	132
6.6	Optimierungsergebnisse Auslegungsverfahren: Werte in Konstruktionslage.	136
6.7	Vergleich des Energiegütemaßes J_E während des Testmanövers für die Topologien aus Tabelle 6.4 des Gesamtfahrzeugs.	139
6.8	Vergleich der Leistung P_1 während des Testmanövers für die Topologien aus Tabelle 6.4 für das vordere linke Radmodul.	140
6.9	Vom Radmodul $i = 1$ benötigte Leistung sowie aufgebrauchte Verlustleistung $P_{\text{M},\delta,1} + P_{\text{L},\delta,1}$ des Lenkungssystems während des Testmanövers.	140
6.10	Reibungs- und Schlupfverluste $P_{\text{R},\omega,1} + P_{\kappa,\omega,1}$ des Radmoduls $i = 1$ während des Testmanövers.	140
6.11	Stördrehmomente abhängig von den Topologien aus Tabelle 6.4 für das vordere linke Radmodul.	141
6.12	Benötigte Energie der Traktionsmotoren E_ω des Gesamtfahrzeugs während des Testmanövers.	141
6.13	Betrag der Regelfehler der Positionstrajektorienfolgeregelung e^{P} zum Manöver Seitenwindempfindlichkeit.	142
6.14	Lenkwinkelverläufe δ_{ist} während des Manövers Seitenwindempfindlichkeit.	142
6.15	Betrag des Regelfehlers der Positionstrajektorienfolgeregelung e^{P} während des Manövers Drehen auf der Stelle für beide Parametrierungen aus Tabelle 6.7.	143
6.16	Referenzlenkwinkel δ_{ref} mit der Parametrierung der Gesamtsimulation.	144
6.17	Referenzlenkwinkel δ_{ref} mit der angepassten Parametrierung.	144
6.18	Referenzraddrehzahlen ω_{ref} mit der Parametrierung der Gesamtsimulation.	144
6.19	Referenzraddrehzahlen ω_{ref} mit der angepassten Parametrierung.	145
6.20	Betrag des Positionsregelfehlers $ e_x $ (blau) und maximaler Fehler $\max(e_x)$ (orange) während des Testmanövers.	147

6.21	Betrag des Geschwindigkeitsregelfehlers $ e_x $ (blau) und maximaler Fehler $\max(e_x)$ (orange) während des Testmanövers.	147
6.22	Referenzbeschleunigung $a_{x,\text{ref}}$ (blau) und Ist-Beschleunigung $a_{x,\text{ist}}$ (rot) des Testmanövers.	148
6.23	Betrag des Positionsregelfehlers $ e_y $ (blau) und maximaler Fehler $\max(e_y)$ (orange) während des Testmanövers.	148
6.24	Betrag des Geschwindigkeitsregelfehlers $ e_y $ (blau) und maximaler Fehler $\max(e_y)$ (orange) während des Testmanövers.	148
6.25	Referenzbeschleunigung $a_{y,\text{ref}}$ (blau) und Ist-Beschleunigung $a_{y,\text{ist}}$ (rot) des Testmanövers.	149
6.26	Betrag des Gierwinkelfehlers $ e_\psi $ (blau) und maximaler Fehler $\max(e_\psi)$ (orange) während des Testmanövers.	149
6.27	Betrag des Giergeschwindigkeitfehlers $ \dot{e}_\psi $ (blau) und maximaler Fehler $\max(\dot{e}_\psi)$ (orange) während des Testmanövers.	149
6.28	Referenzgierbeschleunigung $\ddot{\psi}_{\text{ref}}$ (blau) und Ist-Beschleunigung $\ddot{\psi}_{\text{ist}}$ (rot) des Testmanövers.	150
6.29	Stellgröße der Trajektorienfolgeregelungen $F_{x,\text{ref}}$ und am Schwerpunkt des Fahrzeugs anliegende Kraft $F_{x,\text{ist}}$	151
6.30	Stellgröße der Trajektorienfolgeregelungen $F_{y,\text{ref}}$ und am Schwerpunkt des Fahrzeugs anliegende Kraft $F_{y,\text{ist}}$	151
6.31	Stellgiermoment der Trajektorienfolgeregelungen $M_{z,\text{ref}}$ und am Schwerpunkt des Fahrzeugs anliegendes Drehmoment $M_{z,\text{ist}}$	151
6.32	Ist-Lenkwinkel δ_{ist} der vier Radmodule während des Testmanövers.	152
6.33	Ist-Raddrehzahlen ω_{ist} der vier Radmodule während des Testmanövers.	153
6.34	Beobachtete Störgröße $\hat{M}_{\delta,d,v1}$ durch den <i>High-Gain-Luenberger-Beobachter</i> (orange, gestrichelt) und tatsächliche Störgröße $M_{\delta,d,v1}$ (blau), des Radmoduls $i = 1$, vorne links.	153
6.35	Betrag des Regelfehlers der Lenkwinkelregelung $ e_{\delta,v1} $ (blau) und maximaler Regelfehler $ \max(e_{\delta,v1}) $ (orange), des Radmoduls $i = 1$, vorne links, während des Testmanövers.	154
6.36	Stellgrößen der Radmodul-Lenkungswinkelregelungen \mathbf{M}_δ der vier Radmodule.	154
6.37	Stellgrößen der Radmodul-Raddrehzahlregelung \mathbf{M}_ω der vier Radmodule.	155
6.38	Betrag des Regelfehlers der Raddrehzahlregelung $ e_{\omega,v1} $ (blau) und maximaler Regelfehler $ \max(e_{\omega,v1}) $ (orange), des Radmoduls $i = 1$, vorne links, während des Testmanövers.	155
6.39	Referenzlenkwinkel $\delta_{\text{ref},1}$ für verschiedene Beschränkungen des Lenkwinkels (δ_{min} , δ_{max}) nach Tabelle 6.10 sowie Vergleich mit einer Methode aus dem Stand der Technik.	159
6.40	Referenzraddrehzahlen $\delta_{\text{ref},1}$ für verschiedene Beschränkungen des Lenkwinkels (δ_{min} , δ_{max}) nach Tabelle 6.10 sowie Vergleich mit einer Methode aus dem Stand der Technik.	159
6.41	Referenzlenkwinkel $\delta_{\text{ref},1}$ für verschiedene Gewichtungen der Radmodul-Führungsgrößenbestimmung.	160

6.42	Referenzdrehzahlen $\omega_{\text{ref},1}$ für verschiedene Gewichtungen der Radmodul-Führungsgrößenbestimmung.	161
A.1	Radhubkinematik, Konstruktionslage und Drehung um das Wankzentrum.	XXVII
A.2	Projektion der geneigten und verschobenen Lenkachse in die $\vec{e}_{\delta,z}$ -Achse.	XXX
A.3	Beispielhafter Verlauf des zeitvarianten Trägheitsmoments $J_z^{\text{ld}}(t)$	XXXI
C.1	Referenzposition x_{ref}	XXXVII
C.2	Referenzbeschleunigung $\dot{x}_{\text{ref},1}^{\text{hd}} = a_{x,\text{ref}}$	XXXVIII
C.3	Referenzposition y_{ref}	XXXVIII
C.4	Referenzgeschwindigkeit $x_{\text{ref},2}^{\text{hd}} = v_{y,\text{ref}}$	XXXVIII
C.5	Referenzbeschleunigung $\dot{x}_{\text{ref},2}^{\text{hd}} = a_{y,\text{ref}}$	XXXIX
C.6	Referenzgierwinkel ψ_{ref}	XXXIX
C.7	Referenzgiergeschwindigkeit $x_{\text{ref},3}^{\text{hd}} = \dot{\psi}_{\text{ref}}$	XXXIX
C.8	Referenzbeschleunigung $\dot{x}_{\text{ref},3}^{\text{hd}} = \ddot{\psi}_{\text{ref}}$	XL
C.9	Lenkwinkelverläufe δ einer beschleunigten Kreisfahrt.	XLI
D.1	Stördrehmomente des Lenkwinkelsystems $M_{\delta,d}$ während des Testmanövers.	XLIV
D.2	Störgröße durch das Bohrmomente $M_{\delta,d,\text{BM}}$ während des Testmanövers.	XLIV
D.3	Störgröße durch Antrieb und Bremse $M_{\delta,d,\text{AB}}$ während des Testmanövers.	XLIV
D.4	Störgröße durch Radsturz $M_{\delta,d,\text{RS}}$ während des Testmanövers.	XLV
D.5	Störgröße durch Schrägkaufwinkel $M_{\delta,d,\text{SA}}$ während des Testmanövers.	XLV
D.6	Störgröße durch die dynamische Radlast $M_{\delta,d,\text{RS}}$ während des Testmanövers.	XLV
D.7	Stördrehmomente des Raddrehzahlensystems $M_{\omega,d,\text{RS}}$ während des Testmanövers.	XLVI
D.8	Stördrehmoment $M_{\omega,d,\text{SA}}$ durch Wechselwirkungen mit der Fahrbahn während des Testmanövers.	XLVI
D.9	Stördrehmoment $M_{\omega,d,\text{RW}}$ durch Rollwiderstände während des Testmanövers.	XLVI
D.10	Sturzwinkel γ während des Testmanövers.	XLVII
D.11	Spreizungswinkel σ während des Testmanövers.	XLVII
D.12	Nachlaufwinkel τ während des Testmanövers.	XLVII
D.13	Nachlaufstrecke n_k während des Testmanövers.	XLVIII
D.14	Lenkrollhalbmesser r_L während des Testmanövers.	XLVIII
D.15	Raderhebung Δx^{wdz} bedingt durch Radhub- und Radlenkkinematik während des Testmanövers.	XLVIII
D.16	Beobachtete Störgröße $\hat{M}_{\delta,d,\text{vr}}$ (orange, gestrichelt) und tatsächliche Störgröße $M_{\delta,d,\text{vr}}$ (blau).	XLIX
D.17	Beobachtete Störgröße $\hat{M}_{\delta,d,\text{hl}}$ (orange, gestrichelt) und tatsächliche Störgröße $M_{\delta,d,\text{hl}}$ (blau).	XLIX
D.18	Beobachtete Störgröße $\hat{M}_{\delta,d,\text{hr}}$ (orange, gestrichelt) und tatsächliche Störgröße $M_{\delta,d,\text{hr}}$ (blau).	XLIX
D.19	Betrag des Regelfehlers der Lenkwinkelregelung $ e_{\delta,\text{vr}} $ (blau) und maximaler Regelfehler $ \max(e_{\delta,\text{vr}}) $ (orange) während des Testmanövers.	L
D.20	Betrag des Regelfehlers der Lenkwinkelregelung $ e_{\delta,\text{hl}} $ (blau) und maximaler Regelfehler $ \max(e_{\delta,\text{hl}}) $ (orange) während des Testmanövers.	L

D.21	Betrag des Regelfehlers der Lenkwinkelregelung $ e_{\delta,hr} $ (blau) und maximaler Regelfehler $ \max(e_{\delta,hr}) $ (orange) während des Testmanövers.	L
D.22	Betrag des Regelfehlers der Raddrehzahlregelung $ e_{\omega,vr} $ (blau) und maximaler Regelfehler $ \max(e_{\omega,vr}) $ (orange) während des Testmanövers.	LI
D.23	Betrag des Regelfehlers der Raddrehzahlregelung $ e_{\omega,hl} $ (blau) und maximaler Regelfehler $ \max(e_{\omega,hl}) $ (orange) während des Testmanövers.	LI
D.24	Betrag des Regelfehlers der Raddrehzahlregelung $ e_{\omega,hr} $ (blau) und maximaler Regelfehler $ \max(e_{\omega,hr}) $ (orange) während des Testmanövers.	LI
D.25	Detailbetrachtung der Referenzlenkwinkel δ_{ref} beim Einparken.	LII
E.1	Beispielhafte Darstellung der Bewegung eines Partikels im Lösungsraum einer PSO.	LVI

Tabellenverzeichnis

3.1	Zuweisung der Komponenten der Radmodule mit den relevanten Indizes.	25
3.2	Annahmen und Konstanten zur Beschreibung der Horizontaldynamik.	28
3.3	Annahmen und Konstanten zur Beschreibung der Vertikaldynamik.	32
3.4	Radstellungsgrößen und Eingangsgrößen des Modells der Radlenkkinematik eines Rades.	43
3.5	Zusammenfassende Tabelle des White-Box-Fahrwerkmodells.	51
3.6	Übersicht über die anliegenden Störgrößen am Lenkungsaktor.	53
3.7	Übersicht über die anliegenden Störgrößen am Raddrehzahlssystem.	59
5.1	Kinematische Kennwerte und deren Funktion bei der Fahrwerkskonstruktion.	101
5.2	Empfehlungen zur Auslegung der kinematischen Kennwerte aus dem Stand der Technik ([PH13],[EG17]).	101
5.3	Optimierungsparameter: Initiale kinematische Kennwerte der Radaufhängung.	105
5.4	Optimierungsparameter: Virtuelle Lenkerlängen und Drehpolhöhen der Radaufhängung.	106
5.5	Klassifizierung des Komfortmaßes \bar{a}_k^\diamond nach BS 6841.	107
5.6	Leistungsbetrachtung der Radmodule.	109
5.7	Verwendete Manöver im Auslegungsverfahren.	119
5.8	Einstellungen der Black-Box-Optimierungen zur Auslegung der Wank- und Nickzentrumshöhe.	122
5.9	Einstellungen der Black-Box-Optimierung zur Auslegung der kinematischen Kennwerte in der Konstruktionslage.	123
5.10	Einstellungen der Black-Box-Optimierung zur Auslegung der virtuellen Drehpole und Lenkerlängen der Radaufhängung.	124
6.1	Zuweisung der Farben zu den Radmodulen.	127
6.2	Vergleich der optimalen Wank und Nickzentrumshöhen des Auslegungsverfahrens.	134
6.3	Ergebnisse der Black-Box-Optimierung zur Auslegung der kinematischen Kennwerte in Konstruktionslage.	136
6.4	Vergleich verschiedener Optimierungsergebnisse zur Topologie-Optimierung der Radaufhängung.	137
6.5	Ergebnisse der Black-Box-Optimierung zur Auslegung der Geometrie der Radaufhängung.	138
6.6	Zuweisung der Farben zu den entworfenen Topologien der Grundauslegung.	138
6.7	Parametrierung der Fahrzeugführungsregelung zum Manöver Drehen auf der Stelle	142

6.8	Maximale Regelfehler der Positions- und Geschwindigkeitsfolgeregelung während des Testmanövers.	146
6.9	Vergleich der Regelungskaskaden Stellgrößenverteilung und Radmodul-Führungsgrößenbestimmung mit Methoden aus dem Stand der Technik.	157
6.10	Analyse der Radmodul-Führungsgrößenbestimmung für verschiedene Lenkwinkelbeschränkungen.	158
A.1	Parameter der Vertikaldynamik und der Federbeine.	XXIII
A.2	Parameter der Horizontaldynamik sowie der Rad-Fahrzeug-Kopplung.	XXIV
A.3	Parameter der Radmodule.	XXIV
A.4	Parameter der Reifenmodelle.	XXV
A.5	Parameter der Radaufhängung.	XXV
A.6	Filterfunktionen $F_{j,\{x,y,z,rot\}}(f)$ und Gewichtungsfaktoren $k_{j,\{x,y,z,rot\}}$ der BS 6841.	XXXII
B.1	Parameter der Trajektorienfolgeregelungen.	XXXIII
B.2	Parameter der Stellgrößenverteilung.	XXXIII
B.3	Parameter der Radmodul-Führungsgrößenbestimmung.	XXXIV
B.4	Parameter der Radmodul-Regelungen.	XXXIV
B.5	Einstellungen der MPC-Implementierungen.	XXXVI
C.1	Parameter des Manövers Seitenwindempfindlichkeit.	XXXVII
C.2	Parameter der Partikelschwarmoptimierung.	XLI
D.1	Ergebnisse der Black-Box-Optimierung, Topologie 2-5, zur Auslegung der Geometrie der Radaufhängung.	XLIII

Abkürzungen und Symbole

Abkürzungen

Abkürzung	Beschreibung
4WD4WS	Four-wheel Drive and Four-Wheel Steer
CA	<i>Control Allocation</i> , Stellgrößenverteilung
HA	Hinterachse
KL	Konstruktionslage
LP	Längspol
LZI	Linear zeitinvariantes System
MFT	<i>Magic Formula Tyre Model</i> , Reifenmodell
MF-Tyre	Delft Tyre, Reifenmodell
MPC	<i>Model Predictive Control</i> , Modellprädiktive Regelung
PKW	Personenkraftwagen
PSO	Partikelschwarmoptimierung
SP	Schwerpunkt
VA	Vorderachse

Lateinische Buchstaben

Symbol	Beschreibung
<i>A</i>	Lineare Systemmatrix
<i>B</i>	Lineare Eingangsmatrix
<i>C</i>	Lineare Ausgangsmatrix
<i>D</i>	Lineare Durchgangsmatrix
<i>E</i>	Lineare Störgrößenmatrix
<i>E</i>	Energie
<i>F</i>	Gewichtungsfunktion im Frequenzbereich
<i>F</i>	Kraft
<i>G</i>	Lineare Kopplungsmatrix
<i>H</i>	Übertragungsmatrix
<i>I</i>	Einheitsmatrix
<i>L</i>	Länge der Lenkachse
<i>L</i>	Beobacherverstärkungsmatrix
<i>M</i>	Drehmoment

Symbol	Beschreibung
M	Gewichtungsmatrizen H_∞ -Regelung
J	Gütemaß
P	Leistung
T	Verzögerungszeitkonstante
T_Δ	Manöverdauer, Auswertungsintervall
Q_{dyn}	Gewichtungsmatrix Radmodul Führungsgrößenbestimmung
R_{dyn}	Gewichtungsmatrix Radmodul Führungsgrößenbestimmung
\mathcal{T}	Transformationsmatrix
W	Gewichtungsmatrix Stellgrößenverteilung
a	Beschleunigungsvektor
$b(\cdot)$	Nichtlineare Eingangsmatrix
f	Frequenz
$f(\cdot)$	Nichtlineare Systemdynamik
e	Fehlergrößen
\vec{e}	Einheitsvektoren
\bar{e}	Koordinatenachsen
g	Spurweite
$g(\cdot)$	Nichtlineare Kopplungsmatrix
h	Geometrische Höhe
$h(\cdot)$	Nichtlineare Ausgangsmatrix
h_c	Steuerhorizont
h_p	Prädiktionshorizont
k	Parameter, Konstante
l	Radstand
r	Führungsgröße
r_L	Lenkrollradius
s	Laplace-Variable
t	Zeit
Δt	Abtastzeit
u	Eingangsgrößen
v	Geschwindigkeitsvektor
w	Gewichtungsvektor Stellgrößenverteilung
x	Zustandsgrößen
y	Ausgangsgrößen
z	Zustandstransformierte Größen

Griechische Buchstaben

Symbol	Beschreibung
α	Schräglaufwinkel
β	Schwimmwinkel
γ	Sturzwinkel
δ	Lenkwinkel
ζ	Optimierungsparameter
η	Kraftschluss
θ	Wankwinkel
κ	Schlupf
λ	Verstärkungsfaktoren
μ	Haftbeiwert
π	Kreiszahl
σ	Spreizungswinkel
τ	Nachlaufwinkel
ϕ	Nickwinkel
ψ	Gierwinkel
ω	Raddrehzahl

Operatoren

Symbol	Beschreibung
$\min(\cdot)$	Minimierung
$\max(\cdot)$	Maximierung
$\ker(\cdot)$	Kern einer Matrix
$\dim(\cdot)$	Dimension $m \times n$ einer Matrix
$\operatorname{sgn}(\cdot)$	Vorzeichenfunktion
$\operatorname{atan2}(\cdot)$	Vier-Quadranten $\arctan(\cdot)$ (siehe Anhang E.1)

Symbole, Indizes und Exponenten

Symbol	Beschreibung
$\mathbf{0}$	Nullvektor
\square^T	Transponierte Matrix
\square^{-1}	Invertierte Matrix
\square^+	Invertierte einer nicht quadratischen Matrix (<i>pseudoinverse</i>)
\square^\perp	Linear unabhängige Vektoren des Kerns einer Matrix
$ \square $	Euklidische Norm, 2-Norm
$\hat{\square}$	Beobachtete oder geschätzte Größe

Symbol	Beschreibung
\square^*	Optimale Größe
$\dot{\square}, \ddot{\square}, \overset{\cdot\cdot}{\square}$	Erste, zweite und dritte Ableitung nach der Zeit
$\tilde{\square}$	Schlupfvariable (Überschussvariable)
$\bar{\square}$	Gemittelter Wert, Schnittpunkte
\square_0	Anfangswerte, Werte in Konstruktionslage
\square_{act}	Stellgröße
\square_{ext}	Störgröße
\square_{ist}	Istwert, Messwert
\square_{max}	Größter Wert in einem Intervall
\square_{min}	Kleinster Wert in einem Intervall
\square_{ref}	Referenzgröße, Sollwert
\square_{rot}	Rotatorische Größe
\square^{hd}	Horizontaldynamik
\square^{ld}	Lenkungs-dynamik
\square^P	Positionsdynamik
\square^{sk}	Fahrwerk
\square^{td}	Reifendynamik
\square^{vd}	Vertikaldynamik
\square^{wd}	Raddynamik
\square_{fb}	<i>feedback</i>
\square_{ff}	<i>feedforward</i>
\square_h	hinten
\square_{hl}	hinten links
\square_{hr}	hinten rechts
\square_l	links
\square_{la}	lateral
\square_{lo}	longitudinal
\square_{nz}	Nickzentrum
\square_r	rechts
\square_{sp}	Schwerpunkt
\square_v	vorne
\square_{vl}	vorne links
\square_{vr}	vorne rechts
\square_{wz}	Wankzentrum

1 Einleitung

Nachhaltige Mobilität ist eine zentrale Herausforderung aktueller Fahrzeugforschung und -entwicklung ([GM20], [ESBM21]). Die Weiterentwicklung des Fahrzeugantriebs und der Fahrzeugführung stehen im Fokus der Betrachtungen. Elektrifizierung und Dezentralisierung des Antriebsstranges bilden dabei zwei wesentliche Schwerpunkte ab. Der Einsatz elektrischer Traktionsantriebe in Kraftfahrzeugen trägt zur Reduktion des Schadstoffausstoßes bei und verringert zumindest lokal den Verbrauch fossiler Brennstoffe [ZHAI19]. Elektrische Traktionsantriebe in dezentralen Antriebskonzepten, als Alternative zum Zentralantrieb, werden bereits in Serienfahrzeugen, beispielsweise dem Tesla Model S [DTT21], eingesetzt.

Weiterhin kann eine Veränderung der Mobilität selbst, besonders in urbanen Regionen, dicht besiedelte Regionen und Großstädten, beobachtet werden [NK21]. Charakteristische Herausforderungen sind dabei der begrenzte Parkraum und das vergleichsweise hohen Verkehrsaufkommen auf engem Raum. Beispielsweise steigt die Anzahl der Fahrzeuge im Haushalt, bei gleichzeitig nahezu unverändertem Straßennetz bzw. Verkehrsraum und einer nur schleichenden Erhöhung notwendiger Parkplätze [NK18]. Hierbei erleichtern kleinere, wendigere Fahrzeuge nicht nur den Personentransport sondern auch Lieferdiensten die Arbeit. Konzepte aktueller Fahrzeugentwicklung versprechen Nutzern eine Komfortsteigerung, aber auch Kommunen und Städten einen ökonomischen und ökologischen Mehrwert [KLNW15]. Beispielsweise wird die Wendigkeit der Fahrzeuge durch individuelle und erhöhte Lenkwinkel der Räder verbessert. Rangier- und Parkvorgänge werden durch solche Fahrzeuge schneller und mit weniger Platzbedarf durchgeführt.

Ein radselektiv angesteuertes Fahrzeug stellt dazu ein Fahrzeugkonzept dar, bei dem der elektrische Antrieb und die Lenkung dezentral, radnah oder in den Rädern integriert sind und dadurch den Herausforderungen zur Verbrauchsreduktion und Mobilitätssteigerung begegnet wird. An jedem Rad wird dazu ein Elektromotor als Traktionsmotor und ein Elektromotor zur Lenkung des Rades eingesetzt. Analog zu konventionellen PKW stehen Fahrzeuge mit vier Rädern, *four-wheel drive and four-wheel steered* (4WD4WS), im Fokus der aktuellen Fahrzeugentwicklung, wodurch acht Elektromotoren der Fahrzeugführung zur Verfügung stehen ([Fah13], [Rei16]). Diese Elektromotoren können unabhängig voneinander angesteuert werden. Das Rad, die Radaufhängung sowie die Elektromotoren werden als Radmodul bezeichnet. Durch diese Radmodule entstehen Freiheitsgrade bei der Ansteuerung des Fahrzeugs. Ein Freiheitsgrad bezeichnet hierbei, dass mehr technische Eingriffsmöglichkeiten zur Erfüllung der Regelungsaufgabe, im Falle eines 4WD4WS ist dies die Fahrzeugführung, zur Verfügung stehen, als tatsächlich dazu benötigt werden [JF13]. Bei dem in dieser Arbeit betrachteten 4WD4WS entstehen solche Freiheitsgrade durch vier Lenkwinkel und vier Rad-

drehzahlen, die unabhängig voneinander über die acht Elektromotoren angesteuert werden können.

Durch diese Freiheitsgrade des Fahrzeugkonzepts kann das Gesamtfahrzeugverhalten verbessert werden. Denn, neben der primären Aufgabe der Fahrzeugführung, in dieser Arbeit das Folgen einer Referenztrajektorie durch ein automatisiertes Fahrzeug, kann die Optimierung sekundärer Ziele durch die verbleibenden Freiheitsgrade, die nicht für die primäre Aufgabe benötigt werden, erfolgen. Diese sekundären Ziele können die Verringerung des Energieverbrauchs [Eck15] und die Verbesserung der Wendigkeit [RS14], aber auch die Steigerung der Ausfallsicherheit durch die redundanten Aktoren [Hoe13], die Erhöhung der Fahrsicherheit [Mos16] sowie die Steigerung des Fahrkomforts [LBNT20] sein. Eine optimale Fahrzeugführungsregelung optimiert eines oder mehrere dieser Ziele zur Verbesserung des Gesamtfahrzeugverhaltens. Dabei erzielen Fahrzeugführungsregelungen aktueller Forschung nur für einen eingeschränkten Betriebsbereich der verwendeten Methoden und Algorithmen, bezogen auf wirkende Kräfte und die Fahr-Geschwindigkeit des Fahrzeugs, eine Verbesserung ausgewählter sekundärer Ziele. Weiterhin sind diese Methoden nicht in einer durchgängigen Regelungsstruktur, im Sinne einer automatisierten Fahrzeugführungsregelung von der Positionsregelung bis zur Ansteuerung der Aktoren, eingebettet. Ansätze solch einer durchgängigen, optimalen Fahrzeugführungsregelung bei einer Gesamtfahrzeugauftragung werden bislang nur für einen reduzierten Geschwindigkeitsbereich des Fahrzeugs und mit einem Fahrer betrachtet (beispielsweise in [Ore06] und [Sch17]). Soll das Fahrzeugkonzept zur Verbesserung der urbanen Straßenverkehrssituation genutzt werden, wird eine Fahrzeugführungsregelung benötigt, die unabhängig von dem Betriebszustand des Fahrzeugs die sekundären Ziele optimiert, wobei die Verringerung des Energieverbrauchs sowie die Steigerung der Wendigkeit des Fahrzeugs im Fokus stehen muss, um die zentralen Herausforderungen des urbanen Verkehrs anzugehen. Ein Schwerpunkt dieser Arbeit ist deshalb der Entwurf einer durchgängigen, optimalen Fahrzeugführungsregelung.

Durch die Dezentralisierung des Antriebs und der Lenkung sowie einem erhöhtem Lenkwinkelbereich des Fahrzeugkonzepts verändern sich Anforderungen an die Radaufhängung. Beispielsweise ist der notwendige Lenkwinkelbereich für die durchzuführenden Manöver des Fahrzeugs, z. B. Einparken unter Ausnutzung der erhöhten Lenkwinkel, im Bauraum zu berücksichtigen. Aufzuarbeiten ist, wie eine optimale Radaufhängung der Radmodule des betrachteten Fahrzeugkonzepts zu entwerfen ist, damit das Gesamtfahrzeugverhalten, auch mit dem Ziel die Optimierungsziele der automatisierten Fahrzeugführung bestmöglich über Fahrwerk und Reifen auf die Straße umzusetzen, zukünftige Herausforderungen, Verringerung des Energieverbrauchs sowie Steigerung der Wendigkeit aber auch des Fahrkomforts, bewältigt. Die Weiterentwicklung existierender Radaufhängungen ist dabei nicht zielführend, da diese Fahrwerke abweichende Anforderungen, beispielsweise die notwendigen Betrachtungen der Lenksäule zur Ansteuerung durch den Fahrer, erfüllen müssen und gleichzeitig der Lösungsraum durch beschränkte Lenkwinkelbereiche verkleinert wird. Bislang nur als Prototypen konstruierte Radmodule radselektiv angesteuerter Fahrzeuge setzen den Schwerpunkt auf die Umsetzung konstruktiver Konzepte und nicht auf eine optimale Anbindung des Radträgers mit dem Fahrgestell zur Verbesserung der Fahrzeugführung in einer Gesamtfahrzeug-

betrachtung ([HSBB12], [SFS⁺16] und [NAMB19]). Bevor die Konstruktion einer Radaufhängung für das betrachtete Fahrzeugkonzept durchgeführt wird, sollte zunächst die optimale Anbindung des Rades mit dem Fahrzeug untersucht werden. Dabei steht das prinzipielle kinematische Verhalten des Fahrwerks im Fokus, da dieses zusammen mit der Ansteuerung der Radmodule die Interaktion mit der Fahrbahn und damit das Gesamtfahrzeugverhalten maßgeblich beeinflusst. Diese, in dieser Arbeit als Topologie bezeichnete, Anordnung bzw. Anbindung über (virtuelle) Lenker und Drehpole der Radaufhängung zur Abbildung des kinematischen Verhaltens eines 4WD4WS steht im Forschungsfokus dieser Arbeit.

Werden zukünftige Fahrzeugkonzepte betrachtet, ist anzunehmen, dass diese hochautomatisiert bzw. autonom geführt werden. Dabei erfolgt die Ansteuerung der Elektromotoren für Traktion und Lenkung über *X-by-Wire*-Systeme, wodurch der Fahrer keine mechanische Kopplung mehr zu den Lenkungs- und Antriebsaktoren hat. Die bislang betrachteten Anforderungen an eine Fahrwerk werden im Wesentlichen über den Fahrkomfort und das Fahrgefühl aufgestellt ([EG17], [PH13]). Wird allerdings ein *X-by-Wire*-System betrachtet, können diese Anforderungen nicht unmittelbar verwendet werden, da das Fahrgefühl über Pedale und Lenkrad nur noch eine Abbildung des Verhaltens des Fahrzeugs ist und dadurch unabhängig vom Fahrzeugverhalten simuliert werden kann. Das Fahrwerk wird also nicht mehr zum Einstellen des Fahrgefühls für den Fahrer verwendet. Maßgeblich hat sich verändert, dass die Elektromotoren den Einfluss der Straße ausgleichen und die Sollgrößen der Fahrzeugführungsregelung über das Fahrwerk und die Reifen applizieren werden müssen. Durch diese Betrachtung rückt der Energieverbrauch als Gütekriterium bei der Auslegung des Fahrwerks in den Vordergrund. Hierbei werden nicht nur Verluste der Elektromotoren reduziert, sondern auch eines der primären Auslegungsziele elektrischer Fahrzeuge unmittelbar adressiert. Wird ein Fahrwerk basierend auf einem Gütekriterium zur Minimierung des Energieverbrauchs entworfen, darf sich dabei allerdings der Fahrkomfort der Insassen nicht verschlechtern. Damit eine grundlegende Betrachtung des Fahrkomforts nicht vernachlässigt wird, wird in dieser Arbeit ein Gütemaß des Fahrkomforts über die Wirkung der Beschleunigungen auf die Insassen berücksichtigt. Auf dieser Grundlage erfolgt die Optimierung der sekundären Ziele in dieser Arbeit durch Reduzierung des Energieverbrauchs über die Ansteuerung der Freiheitsgrade durch das überaktuierte Fahrzeugkonzept, unter Berücksichtigung der Fahrsicherheit durch Minimierung des maximalen Kraftschlusses sowie Steigerung der Wendigkeit, und als maßgebliches Ziel eines Auslegungsverfahrens zur Topologie-Optimierung der Radaufhängung, unter Berücksichtigung eines grundlegenden Fahrkomforts.

Durch die starke Wechselwirkung der Fahrzeugführung mit der mechatronischen Anbindung der Radmodule und der Radaufhängung ist der Entwurf eines Auslegungsverfahrens für eine Topologie-Optimierung der Radaufhängung ein erster Forschungsschwerpunkt. Fokussiert wird die Verringerung des Energieverbrauchs unter der Berücksichtigung eines optimalen Fahrkomforts. Hierbei wird ein zukunftsorientiertes, automatisiertes PKW-Szenario betrachtet, das auf einer Gesamtfahrzeugaufklärung basierend erste konstruktive Aussagen zu den Radmodulen des Fahrzeugkonzepts angibt. Grundlage des präsentierten Auslegungsverfahrens der Radaufhängung ist eine automatisierte, durchgängige und lokal optimale Fahrzeug-

führungsregelung. Dieses zweite Forschungsthema erzielt, dass das Fahrzeug unabhängig vom Betriebsbereich, in dieser Arbeit sind dies die translatorischen Geschwindigkeiten des Fahrzeugs und der Räder sowie die Kräfte in der Reifenauflstandsfläche, optimal die aktori-schen Freiheitsgrade des Konzeptes ausnutzt und dabei implizit den Energieverbrauch reduziert und die Wendigkeit des Fahrzeugs erhöht, wodurch Herausforderungen des urbanen Straßenverkehrs begegnet werden. Gerade durch die Interaktion der Fahrzeugführungsregelung, Positionsregelung bis zur Ansteuerung der Aktoren, mit der Radaufhängung der Räder in den Radmodulen werden wichtige Wirkungen auf das Gesamtfahrzeugverhalten abgebildet, weshalb in dieser Arbeit diese beiden Forschungsschwerpunkte erstmalig gemeinsam betrachtet werden. Dazu ist das Forschungsobjekt dieser Arbeit ein radselektiv angesteuertes, automatisiertes Fahrzeugkonzept, dessen Antriebsstrang und Lenkung vollständig elektrifiziert und dezentral in den vier Rädern integriert sind.

Eine Übersicht über die Forschungsschwerpunkte ist in Abbildung 1.1 gezeigt.

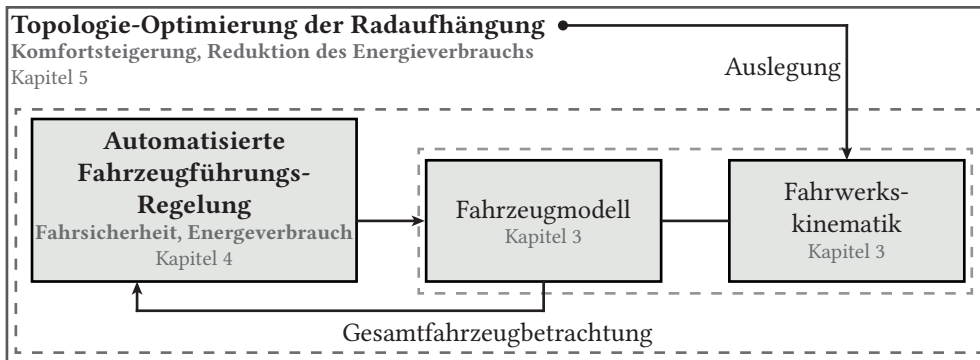


Abbildung 1.1: Übersicht und Zusammenhänge der Forschungsschwerpunkte.

Gliederung der Arbeit

Diese Arbeit ist folgendermaßen strukturiert: Basierend auf dem Stand der Technik und Wissenschaft in **Kapitel 2** werden die Forschungsthemen abgeleitet und zwei Forschungsfragen, zur Topologie-Optimierung und der Fahrzeugführungsregelung, formuliert. Die dafür notwendige Modellierung des radselektiv angesteuerten Fahrzeugs wird in **Kapitel 3** präsentiert. Zielsetzung dieses Kapitels ist die Identifikation relevanter physikalischer Effekte, die sich auf die definierten Ziele der Topologie-Optimierung zur Optimierung der sekundären Ziele des Fahrzeugkonzepts, Komfort und Energieoptimierung, auswirken. Die Schwerpunkte liegen auf:

- Modellierung der statischen und dynamischen Systemteile des Fahrzeugaufbaus und der Radmodule

- Erstellung eines parametrisierten White-Box-Modells des Fahrwerks

Aufbauend auf den erstellten Modellen werden zur durchgängigen, optimalen Fahrzeugführungsregelung Methoden und Algorithmen der Regelungsarchitektur in **Kapitel 4** präsentiert. Die Kernelemente dieses Kapitels sind:

- Energieoptimale Stellgrößenverteilung
- Optimale Radmodul-Führungsgrößenbestimmung

In **Kapitel 5** wird ein systematisches Auslegungsverfahren zum Forschungsthema Topologie-Optimierung der Radaufhängung präsentiert. Im Fokus stehen dabei:

- Auswahl geeigneter Optimierungsparameter, Gütemaße und Manöver
- Auslegungsstrategie und -verfahren

Im anschließenden **Kapitel 6** werden Ergebnisse präsentiert und diskutiert. Hierbei wird der Schwerpunkt auf die Ausnutzung der Freiheitsgrade durch die Regelungsarchitektur und -strategie im Zusammenspiel mit der Topologie-Optimierung gelegt. Ergebnisse des Auslegungsverfahrens werden miteinander verglichen und das Regelungsverhalten gegenüber Methoden aus dem Stand der Technik bewertet. Dabei liegen die Schwerpunkte auf:

- Diskussion exemplarischer Ergebnisse der Topologie-Optimierungen
- Präsentation des Gesamtsystemverhaltens und Vergleich mit Ergebnissen aus dem Stand der Technik

Kapitel 7 fasst die Hauptkenntnisse der Forschungsarbeit zusammen.

2 Stand der Wissenschaft und Technik

In bisherigen Ansätzen zur Fahrzeugführung radselektiv angesteuerter Fahrzeuge werden beschränkte Betriebsbereiche des Fahrzeugs in wohldefinierten Szenarien unter Laborbedingungen zur Bearbeitung der aufgestellten Forschungsfragen betrachtet. Dabei liegt der Fokus häufig auf der Inbetriebnahme eines Demonstrators zur prinzipiellen Darstellung des Fahrzeugkonzepts oder einer Ebene der kaskadierten Regelung zur Optimierung eines Gütemaßes mit einer darauf zugeschnittenen Methode für ein Teilsystem des Gesamtfahrzeugs. Diese bestehende Forschung wird nachfolgend aufgearbeitet.

Hinsichtlich der Fahrwerksentwicklung ist zwischen der industriellen Produktgenerationsentwicklung und forschungsorientierten Herangehensweisen zu unterscheiden. Während Ansätze und Verfahren zur Fahrwerksentwicklung aus der Industrie prinzipiell bekannt sind, erfolgt die tatsächliche Auslegung ohne eine Veröffentlichung des Entwicklungsprozesses mit den durchgeführten Schritten. Zwischen der Meta-Ebene zur Beschreibung des Entwicklungsprozesses und den konkreten Ergebnissen werden deshalb keine Arbeiten aus dem Stand der Technik präsentiert. Vorgestellt werden deshalb forschungsbasierte Auslegungsverfahren.

Die Aufarbeitung des Stands der Wissenschaft und Technik zeigt im Hinblick auf die beiden Forschungsschwerpunkte dieser Arbeit, Topologie-Optimierung und optimale Fahrzeugführungsregelung, die Forschungslücke auf. Bereits vorhandene Methoden und Algorithmen, die diese Arbeit unterstützen, werden identifiziert. Alternative Ansätze zu den in dieser Arbeit entwickelten Methoden und Algorithmen oder vergleichbare Lösungsmöglichkeiten werden diskutiert. Dazu wird zunächst ein Überblick über Forschungsergebnisse zu radselektiv angesteuerten Fahrzeugen in Abschnitt 2.1 gegeben. Arbeiten zur konventionellen und computer-gestützten Topologie-Optimierung sowie der Fahrzeug- und Fahrwerksauslegung werden in Abschnitt 2.2 präsentiert. Abschnitt 2.3 fasst Ergebnisse der durchgängigen Fahrdynamikregelung sowie relevante Ergebnisse einzelner Kaskaden der Regelungsaufgaben eines 4WD4WS zusammen. In Abschnitt 2.4 wird die Forschungslücke als Grundlage der Forschungsfragen in den Abschnitten 2.5 und 2.6 aufgearbeitet.

2.1 Radselektiv angesteuerte Fahrzeuge

Losgelöst von der Fragestellung wie das optimale Fahrwerk eines radselektiv angesteuerten Fahrzeugs zu konstruieren ist, um das Fahrverhalten bestmöglich zu unterstützen, sind im Stand der Technik Prototypen radselektiv angesteuerter Fahrzeuge sowie Fahrwerke konstruiert worden, um erste (empirische) Erfahrungen dieser Technologien zu sammeln. Eine

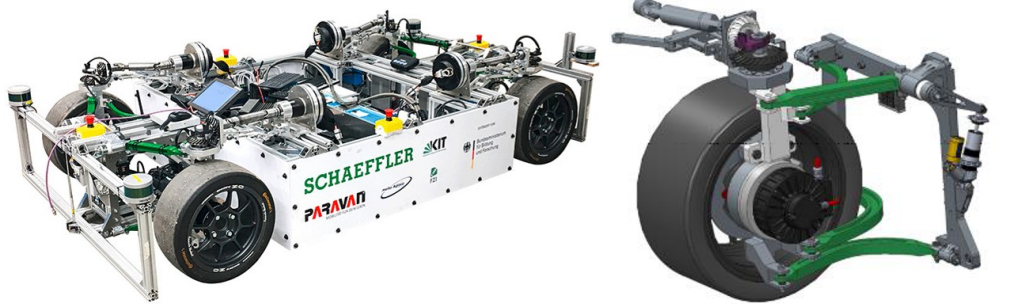
maßgebliche Herausforderung bei der Konzeption von Fahrwerken für radselktiv angesteuerter Fahrzeuge ist der Bauraumkonflikt durch den angestrebten Lenkwinkelbereich und den Lenkern der Aufhängung. Je größer der Lenkwinkelbereich konzipiert wird, desto mehr Einschränkungen sind bei der Abstimmung der Kinematik der Radaufhängung zu berücksichtigen [EG17].

Dazu werden in diesem Abschnitt exemplarisch vier Ansätze präsentiert, deren technische Aspekte einen oder mehrere Gemeinsamkeiten mit dem betrachteten Szenario dieser Arbeit haben. In [NAMB19] wird ein Überblick über Fahrzeugkonzepte mit dezentralisierten Antriebs- und Lenkungskonzepten mit vergrößertem Lenkwinkel gegeben, wobei die vorgestellten Fahrzeug- und Fahrwerkskonzepte Prototypen sind und weder Serien- noch Vorserienreife aufweisen. Eine vertiefende Betrachtung der vorgestellten Konzepte erfolgt in [Eck16], wobei dort auch wichtige Eigenschaften und Kennwerte der Fahrwerkskonstruktion für die prototypischen Umsetzungen im Detail aufgearbeitet werden.

OmniSteer

Die Erforschung eines funktional sicheren, mechatronischen Längs- und Querführungssystems basierend auf radnahen, elektrischen Traktionsmotoren sowie Integration der individuellen Lenkung in den vier Radmodulen war das Ziel des Verbundprojekts OmmniSteer [FHRa19]. Die Ansteuerung der acht Aktoren erfolgt durch *X-by-Wire*-Systeme. Ein Fokus der Untersuchungen des Gesamtsystems ist die Erprobung von Parkmanövern im erweiterten Lenkwinkelbereich. Im Gegensatz zu konventionellen Lenksystemen wird die Topologie des Fahrzeugs zur Darstellung unterschiedlicher Lenkungsübersetzungen und -konfigurationen zur stetigen Anpassung der Radstellung ohne vollständiges Abbremsen, bzw. Drehung des Rades im Stillstand des Fahrzeugs, genutzt. Das an jedem Radmodul identische Fahrwerk erzielt dabei Lenkwinkel im Intervall $\delta \in [-90^\circ, 90^\circ]$. Ein weiteres Merkmal des Demonstrators ist die automatisierte Fahrzeugführung. Durch ein Lokalisierungsverfahren wird nicht nur die Position und Ausrichtung des Fahrzeugs bestimmt, sondern auch das Umfeld vermessen, wodurch eine Trajektorienplanung ermöglicht wird. Neben den Inertialsensoren zum Bestimmen des Fahrzeugzustandes sowie den Drehzahl- und Lenkwinkelsensoren wurden vier Lidar-Sensoren zur Lokalisierung verwendet. Das Fahrzeug ist in Abbildung 2.1a, das Fahrwerk in Abbildung 2.1b dargestellt [FHRa19].

Die Lenkung des Rades erfolgt über eine Kegelradstufe und einen Kardantrieb, die über dem Rad angeordnet sind. Der Lenkaktor ist dazu am Fahrzeugaufbau befestigt und überträgt das Lenkmoment über ein Kreuzgelenk. Eine Parallelführung ermöglicht schließlich die Übertragung eines Lenkmoments über den gesamten Radlenkwinkelbereich. Ein am Rand der Konstruktion angeordnetes Feder-Dämpfer-System erhöht den nutzbaren Bauraum, wodurch nicht nur ein Radnaben-Traktionsmotor eingesetzt, sondern auch der gewünschte Lenkwinkelbereich erzielt wird. Die vertikal versetzte Konstruktion der Lenker kann mit einer Mehrlenkeraufhängung verglichen werden [NAMB19].

(a) Fahrzeug-Demonstrator des Projekts OmniSteer¹.

(b) CAD-Zeichnung des entwickelten Fahrwerks des Projekts OmniSteer [NAMB19]. Die Lenker sind in grün hervorgehoben.

Abbildung 2.1: Versuchsträger und Detailansicht des Fahrwerks des öffentlich geförderten Projekts OmniSteer.

ROboMObil

Das ROboMObil ist ein Elektromobilitätskonzept basierend auf einer intelligenten Ansteuerung eines vierrädrigen (Fahrzeug-)Roboters, der ebenfalls als radselektiv angesteuertes Fahrzeug bezeichnet werden kann. Bei diesem Fahrzeug sind Traktionsmotor, Bremse und Lenkung im Rad selbst zusammen mit einem Feder-Dämpfer-System in jedem der vier Radmodule integriert. Der Versuchsträger kann Lenkwinkel im Bereich $\delta \in [-25^\circ, 90^\circ]$ individuell an jedem Rad einstellen. Die Ansteuerung des Fahrzeugs erfolgt ferngesteuert durch den Fahrer, über einen *Sidestick* (Seitenknüppel), der häufig in der Luftfahrt verwendet wird, sowie teil- oder vollautomatisiert. Das Fahrzeug ist in Abbildung 2.2a, das Fahrwerk in Abbildung 2.2b dargestellt [BASS⁺11].

Durch die Integration des Traktionsmotors und der Bremse im Rad entstehen hohe ungefederte Radmassen. Mit diesen vier mechanisch unabhängigen Modulen wird allerdings ermöglicht, den Fahrzeugaufbau zu modifizieren sowie das Fahrwerk unabhängig der geometrischen Anforderungen des Antriebsstrangs zu konstruieren und weiterzuentwickeln. Bislang wird eine Doppelquerlenkeraufhängung verwendet, die durch ein in Richtung Fahrzeugaufbau rückgesetztes Federbein sowie Dreieckslenker charakterisiert wird. Die Abstützung des Lenkaktors erfolgt über ein Stirnradgetriebe und eine Kardanwelle zum oberen Dreieckslenker.

Das Forschungsfahrzeug ROboMObil zeichnet sich durch die Breite der abbildbaren Forschungsfragen ab. Beispielsweise werden Umfeldwahrnehmung, Lokalisierung und Trajektorienplanung in [HSBB12] untersucht sowie darauf aufbauend die Durchführung intelligenter Parkmanöver in [SRB14]. Alternative Fahrzeugführungskonzepte, wie die Pfadfolgeregelung des Fahrzeugs, erfolgt in [RWB16].

¹ <https://www.schaeffler-tomorrow.com/tomorrow/332/index.html>, zuletzt abgerufen: 17.08.2021



(a) Fahrzeug-Demonstrator ROboMObil mit Karosserie und Platz für einen Insassen [BASS⁺11]. (b) CAD-Zeichnung des entwickelten Fahrwerks des ROboMObils [SRB14]. Traktionsmotor und Bremse auf der Radnabe befestigt (rot).

Abbildung 2.2: Versuchsträger und Detailansicht des Fahrwerks des RoboMObils.

SpeedE

Der SpeedE ist ein umfangreicher, rein elektrisch betriebener Versuchsträger, der das Innovationspotential radselektiv angesteuerter Fahrzeuge darstellbar machen und so die Vorteile verglichen zum konventionellen PKW steigern soll [SKE13]. Das Fahrzeug ist in Abbildung 2.3a, das Fahrwerk in Abbildung 2.3b dargestellt.

Der Demonstrator hat an der Vorderachse zwei individuelle Lenkaktoren, welche die Räder unabhängig voneinander bis zu $\delta \in [-90^\circ, 60^\circ]$ einschlagen können sowie zwei elektrohydraulische Bremsen. Durch zwei unabhängig voneinander ansteuerbare Elektromotoren und zwei weitere hydraulische Bremsen an der Hinterachse kann ein Torque-Vectoring (vgl. [Kas18]) erfolgen. Die Steuerung erfolgt mit einem Seitenknüppel und Pedalen durch einen Fahrer. Damit hat dieser Versuchsträger weniger Freiheitsgrade als ein 4WD4WS und macht dadurch Potentiale einer näher am konventionellen PKW orientierten Topologie analysierbar. Im Fokus steht dabei die Analyse der *steer-by-wire*-, *drive-by-wire*- und *brake-by-wire*-Technologien zusammen mit zukunftsorientierten Schnittstellen über HMIs zum Fahrer, Längsdynamikuntersuchungen, Rekuperationsstrategien sowie Torque-Vectoring [SFS⁺16].

Das Fahrwerk dieses Versuchsträgers erreicht seinen Lenkwinkelbereich durch den vertikal über dem Radträger angeordneten Dreieckslenker sowie durch den Aktor des Lenksystems. Einseitig lenkwinkelbeschränkend ist deshalb maßgeblich der zweite, untere Dreieckslenker, wodurch die Radaufhängung durch einen modifizierten Doppelquerlenker beschrieben werden kann. Das Federbein wird zwischen Fahrzeugaufbau und dem unteren Dreieckslenker auf dem Radträger montiert, wodurch der Bauraum für weitere radnahe Komponenten, z. B. den Traktionsmotor, eingeschränkt wird. Durch diese relativ einfache Bauweise der Anbindung des Lenkaktors an das Rad wird ein deutlich größerer Bauraum benötigt, was beispielsweise in Abbildung 2.3a zu sehen ist.



(a) Fahrzeug-Demonstrator SpeedE². Gut zu sehen ist der hohe Platzbedarf des Lenk-Aktors aus der Motorhaube heraus. (b) CAD-Zeichnung des entwickelten Fahrwerks des SpeedE [SKE13]. An der Vorderachse ist kein Traktionsmotor angebracht.

Abbildung 2.3: Versuchsträger und Detailansicht des Fahrwerks des SpeedE.

Modular Robotic Vehicle

Das von der NASA entwickelte Modular Robotic Vehicle (MRV) ist ein über den Fahrer oder eine Fernsteuerung gesteuerter Versuchsträger, dessen Alleinstellungsmerkmal im applizierbaren Lenkwinkelbereich $\delta \in [-180^\circ, 180^\circ]$ liegt. Die Ansteuerung der Antriebs-, Lenk- oder Bremsaktoren erfolgt über *X-by-Wire*-Systeme. Der elektrisch angetriebene Versuchsträger wird für Untersuchungen in städtischen Szenarien, Industriekomplexen und Einsatzmöglichkeiten auf anderen Planeten vorgesehen [RS14]. Das Fahrzeug ist in Abbildung 2.4a, das Fahrwerk in Abbildung 2.4b dargestellt.

Die wesentlichen Merkmale des (robotischen) Fahrwerks sind die relativ einfache Aufhängung des Rades, Radträgers, Feder-Dämpfer-Systems und Federbeins mit einer starren, vertikal ausgerichteten Achse. Der Lenkwinkel ist gegenüber einer konventionellen Radaufhängung oder den anderen vorgestellten Konzepten nicht geneigt, wodurch die Verlängerung der Lenkachse exakt durch den Radmittelpunkt geht. Kennwerte wie der Lenkrollradius und der Spreizungswinkel werden dadurch sehr niedrig und zeitliche Änderungen der kinematischen Kennwerte minimal. Durch die ungünstige Abstützung der Reifenaufstandskräfte muss der Träger des Moduls sehr stabil konstruiert werden. Geschwindigkeiten über 65 km h^{-1} können mit diesem Versuchsträger nicht abgebildet werden [RS14].

² <https://www.uni-das.de/ika-rwth-aachen>, zuletzt abgerufen: 17.08.2021



(a) Der Prototyp MRV mit zwei Sitzen und keinen Sensoren zur Lokalisierung.

(b) Vergrößerung des Fahrwerks des MRV.

Abbildung 2.4: Versuchsträger und Detailansicht des Fahrwerks des MRV³.

Zusammenfassung

Der gegebene Überblick über radselektiv angesteuerte Fahrzeuge in diesem Abschnitt zeigt, dass in den vergangenen Jahren Fahrzeugkonzepte als Prototypen entwickelt wurden, um innovative Antriebs- und Lenkungskonzepte zu untersuchen, die besonders den urbanen Straßenverkehr erschließen sollen. Bislang ungeklärt bleibt die optimale konstruktive Umsetzung, d. h. der optimale Lenkwinkelbereich zusammen mit dem notwendigen Bauraum und die optimale Anbindung des Rades mit dem Fahrzeug solcher Konzepte.

Während die Radaufhängung des MRV keine Lenkwinkelbeschränkungen hat, stellen die anderen drei vorgestellten Versuchsträger radselektiv angesteuerte Fahrzeuge dar, die Einschränkungen im Lenkwinkelbereich oder den Freiheitsgraden der Traktionsantriebe haben. Hierbei unterscheidet sich das Projekt OmniSteer von den anderen dadurch, dass kein Fahrzeugaufbau berücksichtigt wird und deshalb vertikaldynamische Effekte unzureichend abgebildet werden. Stehen 4WD4WS-Fahrzeuge im Fokus, werden die Freiheitsgrade des Radmodul-Konzeptes durch die Versuchsträger OmniSteer und MRV vollständig abgebildet. Das ROboMObil bildet einen verkleinerten Lenkwinkelbereich ab und der SpeedE reduziert die Freiheitsgrade dadurch, dass an der Hinterachse nicht gelenkt und an der Vorderachse nicht angetrieben wird. Eine automatisierte Ansteuerung zur Trajektorienfolgeregelung kann durch die Versuchsträger OmniSteer und ROboMObil ermöglicht werden.

³ <https://technology.nasa.gov/patent/MSC-TOPS-74>, zuletzt abgerufen: 17.08.2021

Die Gemeinsamkeiten der Konzepte liegen in der Umsetzung einer Konstruktion des Fahrwerks, mit dem Ziel einen erhöhten Lenkwinkelbereich abzubilden, wobei keine optimale Topologie der Radaufhängung bestimmt wird. Die Berücksichtigung eines dieser prototypischen Fahrwerke, oder eines Serienfahrwerks, schränkt den möglichen Lösungsraum der optimalen Bestimmung einer Radaufhängung a priori ein. Ziel dieser Arbeit ist es deshalb, ein Auslegungsverfahren zu entwickeln, das optimale Aussagen zur Topologie der Radaufhängung für das Fahrzeugkonzept bestimmt. In dieser Arbeit erfolgt der Entwurf eines Auslegungsverfahrens basierend auf der Analyse grundlegender Methoden zum Fahrwerksentwurf auf der Meta-Ebene aus dem Stand der Technik mit dem 4WD4WS-Konzeptes im Fokus.

2.2 Forschungsbasierte Fahrwerksentwicklung

Da der industrielle Fahrwerksentwurf in der Regel auf einer stetigen Weiterentwicklung etablierter Fahrwerksgenerationen beruht, werden solche industriellen Auslegungsverfahren in dieser Arbeit nicht verwendet oder weitergeführt. Im Gegensatz dazu werden einige Verfahren aus der Literatur, wie beispielsweise die Inversion der Fahrwerkskinematik, die ganzheitliche Optimierung sowie die stufenweise Grundausslegung mit physikalischen Minimalmodellen, der forschungsbasierten Fahrwerksentwicklung erläutert.

Ganzheitliche Optimierung des Fahrwerks

Bei der ganzheitlichen Optimierung wird versucht, durch eine uneingeschränkte Betrachtung des Parameterraums das globale Optimum des Fahrwerkverhaltens zu einem gewählten Gütemaß zu ermitteln.

Beispielsweise wird in [Wim97] ein Verfahren vorgestellt, dass eine ganzheitliche Betrachtung anstrebt. Hierbei liegt der Fokus der Optimierung auf dem Gesamtsystemverhalten durch eine lokale Optimierung der Achsenkinematik. Ein wesentliches Element des Verfahrens ist die Festlegung der geometrischen Lage der Lenkachse. Durch eine Kombination aus Erfahrungswerten über den a priori festgelegten Fahrwerkstyp und eine gegebene Gütefunktion erfolgt die Optimierung der Fahrwerkparameter, beispielsweise des Sturzwinkels, wobei eine iterative Bestimmung der Parameter erfolgt. Durch diese strukturierte Herangehensweise werden möglichst viele Optimierungsparameter identifiziert und optimiert, die ganzheitliche und gemeinsame Betrachtung aber dennoch eingeschränkt.

Die prinzipielle Herangehensweise mit maximalen Möglichkeiten hat einige technische Herausforderungen, weshalb eine Durchführung dieses Ansatzes in der Literatur bislang nicht uneingeschränkt durchgeführt wird. Einige Hürden sind die hohe Anzahl der Kombinationen der Parameter, Abhängigkeiten dynamischer Systemteile und die dafür notwendige Rechenzeit sowie die notwendige Konvergenz des Lösungsverfahrens zum Optimierungsproblem [G.19].

Inversion der Achskinematik

In [Nie12] wird eine automatisierte Vorauslegung der Radaufhängung konventioneller PKW durchgeführt. Das vorgestellte Verfahren gliedert sich dabei in die vier Schritte:

1. Definition der Entwicklungsziele und Randbedingungen des Fahrwerks und des Gesamtfahrzeugs.
2. Achsenvorauslegung durch Bewertung und Auswahl geeigneter Achsenvarianten auf Basis der Anforderungen.
3. Bestimmung einer gewichteten Kostenfunktion.
4. Durchführung einer Black-Box-Optimierung basierend auf evolutionären Algorithmen.

Eine Modellierung der konkreten Achskonstruktion bildet die Grundlage des Verfahrens. Bei der Optimierung der ausgewählten Achsenvariante werden evolutionäre Algorithmen in einem iterativen Verfahren zur Annäherung des Modells an das Zielverhalten durch geschickte Variation der Parameter eingesetzt. Dabei werden im Wesentlichen die Positionen der Anbindungspunkte der Lenker am Fahrzeugaufbau sowie die Lagersteifigkeiten variiert.

Das Gesamtfahrverhalten wird durch die Manöver stationäre Kreisfahrt, zur Darstellung des querdynamischen Grenzbereichs, dem Lenkwinkelsprung, als Abbildung des Ansprechverhaltens und transienten Verhaltens, sowie der Frequenzganganalyse, zur Untersuchung des dynamischen Verhaltens, analysiert. Die Manöver werden dabei gleich gewichtet, um Verbesserungen einzelner Fahrsituationen auszuschließen. Als wesentliche Einflussgrößen werden die Radstellungsänderungen durch Spur-, Sturz- und Nachlaufwinkel genannt. Dabei erfolgt eine Angabe der Winkel in Kennlinien in Abhängigkeit von den Reifenaufstandskräften.

Stufenweise Grundausslegung mit physikalischen Minimalmodellen

Eine mehrschrittige Auslegung des Fahrzeugverhaltens auf der Grundlage von Minimalmodellen wird in [Mäd12] präsentiert. Das Verfahren lässt sich in die folgenden Schritte einteilen:

1. Bestimmung geeigneter Minimalmodelle zur Darstellung des Giergrenzbereichsverhaltens, stationären Eigenlenkverhaltens und dynamischen Fahrzeugverhaltens.
2. Vorauslegung der vertikaldynamischen Eigenschaften unabhängig von der Querdynamik⁴ und der Lenkungsauslegung auf Basis der Minimalmodelle.
3. Experimente zur Ermittlung relevanter fahrdynamischer Eigenschaften im Gierraten-gleichgewicht bei sinusförmigen Eingangsgrößen sowie Seitenkraftverhalten beim stationären Eigenlenkverhalten.
4. Wiederholung des dritten Schrittes nach Anpassung der Modellparameter.

⁴ Anforderungen der Vorauslegung werden als Restriktionen in der Querdynamikauslegung berücksichtigt.

5. Problemorientierte Entwicklung zur Verbesserung des Fahrverhaltens.

Innerhalb der einzelnen Auslegungsschritte kann die Veränderung der Modellierungstiefe und das Festlegen einzelner Parameter der Komponenten erfolgen. Dabei werden abhängig vom Grad der Erfüllung der Entwicklungsziele Modelle vereinfacht oder weiter detailliert, wodurch numerische Optimierungsmethoden zum Lösen benötigt werden. Beispielsweise wird die Wank-abstützung an der Vorderachse abhängig von der Querbeschleunigung so festgelegt, dass ein definierter Zielbereich eingehalten wird.

Resultiert das gewünschte Fahrverhalten, werden in der problembasierten Entwicklung im letzten Schritt spezielle Fahrmanöver, z. B. Geradeausfahrt bei Seitenwind oder das Bremsen in der Kurvenfahrt, verwendet, um weitere Komponenteneigenschaften und -parameter gezielt anzupassen. Das gesamte Verfahren kann teilautomatisiert durchgeführt werden, bei der Bewertung der einzelnen Iterationen wird allerdings Erfahrungswissen benötigt.

Mit dem Ziel die Interaktion des Fahrwerks im Entwurfsverfahren mit der Fahrzeugführungsregelung gemeinsam zu betrachten, sind die Möglichkeiten der durchgängigen Fahrzeugführungsregelung und die Ansteuerung der Freiheitsgrade zur Optimierung sekundärer Ziele aufzuarbeiten. Im nachfolgenden Abschnitt werden dazu Ansätze aus dem Stand der Technik diskutiert.

2.3 Durchgängige Ansätze zur Fahrdynamikregelung

In diesem Abschnitt werden Fahrdynamikregelungen zu Fahrzeugführungsregelungen radselektiv angesteuerter Fahrzeuge diskutiert.

Die kaskadierte Betrachtung einer Fahrzeugführungsregelung über eine Trajektorienfolgeregelung und eine Stellgrößenverteilung (*Control Allocation*, [JF13]) ermöglicht die kombinierte Betrachtung der Fahrzeuginnen- und -querführung eines radselektiv angesteuerten Fahrzeugs, auch Fahrdynamikregelung oder Horizontaldynamikregelung genannt (siehe [Ore06], [Mos16]). Mit der Berücksichtigung der vertikal-dynamischen Zusammenhänge, beispielsweise über eine Vertikal-dynamikregelung oder die Berücksichtigung der Reifenaufstandskräfte in der Stellgrößenverteilung, wird eine ganzheitliche, bzw. durchgängige, Betrachtung zur Fahrdynamikregelung erzielt, wodurch die im Fokus stehenden Schnittstellen der dynamischen Teilsysteme betrachtet werden. Im Anschluss an die Kaskade der Stellgrößenverteilung können Regelkreise der Radmodule separat betrachtet und ausgelegt werden. Ein Überblick wird in [AKB06] gegeben.

In [Ore06] wird ein erster Ansatz zur Fahrdynamikregelung eines radselektiv angesteuerten Fahrzeugs präsentiert. Die Trajektorienfolgeregelung der Geschwindigkeit basiert dabei auf einer linearisierenden Vorsteuerung durch Modellinvertierung und einer P-Folgeregelung. Zur Minimierung der maximalen Kraftschlussausnutzung der Reifen wird ein nichtlineares Optimierungsproblem formuliert, das abhängig von den Stelleingriffen der Horizontaldynamikregelung die Reifenaufstandskräfte an den Rädern bestimmt. Die Aktorik wird zur

Regelung der Vertikaldynamik über einen PID-Regler erweitert, die Ansteuerung einzelner aktiver Federbeine wird nicht präsentiert. Durch diesen Ansatz werden die maßgeblichen Bewegungs-Freiheitsgrade des Fahrzeugaufbaus so geregelt, dass eine optimale Interaktion zwischen der Vertikaldynamik über die Reifenaufstandskräfte und der Stellgrößenverteilung sowie der Trajektorienfolgeregelung erzeugt wird.

In [Kno09] wird ein vergleichbarer Ansatz zur Fahrdynamikregelung verwendet und ein nichtlinearer Optimierungsansatz zur Stellgrößenverteilung präsentiert. Das primäre, Ausgleich des Regelfehlers der Fahrzeugbewegung, und sekundäre Optimierungsziel, die Stellgrößenverteilung zur Optimierung des Reifenkraftschlusses, werden sequentiell bearbeitet.

Eine Untersuchung des überaktuierten Antriebskonzepts gegenüber Aktorausfällen wird in [Hoe13] durchgeführt. Dabei werden wesentliche Elemente der Modellierung aus [Ore06] übernommen und durch elektrischen Teilsysteme der Antriebe in feldorientierten Koordinaten im Entwurfsmodell zur Regelung erweitert. Die Regelung der Horizontalodynamik erfolgt durch eine flachheitsbasierte Folgereglung. Das sekundäre Regelungsziel, die Kompensation der Aktorausfälle, wird über die Stellgrößenverteilung realisiert. Eine Robustheitsanalyse für unbekannte Reifenparameter und geometrische Schwankungen des Fahrzeugschwerpunkts bilden den Fokus dieser Arbeit. Weitere Veröffentlichungen, die eine flachheitsbasierte Zwei-Freiheitsgrade-Trajektorienfolgeregelung vorschlagen, sind [WM12] und [SRH20]. Eine Untersuchung der verbleibenden fahrdynamischen Möglichkeiten nach dem Ausfall eines Aktors wird in [SSH21] diskutiert.

Ein alternatives sekundäres Optimierungsziel der Stellgrößenverteilung wird durch die Reduktion des Energieverbrauchs in [Eck15] ermöglicht. Dort erfolgt die Vorgabe der Referenzgrößen der Fahrdynamikregelung über die Fahr- und Bremspedalstellung, zur Abbildung des Gesamtantriebs- bzw. Gesamtbremsmoments, und die Stellung des Lenkrades, zur Vorgabe der Fahrtrichtung, durch den Fahrer. Eine exakte Ein-Ausgangslinearisierung mit der Vorgabe eines linearen Wunschübertragungsverhaltens regelt basierend auf einem erweiterten Zustandsraummodell mit dem Einfluss des Luftwiderstandes die Soll-Ist-Abweichung aus. Ein numerisch gelöstes Optimierungsproblem verteilt die virtuellen Stellgrößen an die Aktoren so, dass minimale Gesamtantriebsstrangverluste resultieren. Es wird ebenfalls gezeigt, dass dieses Optimierungsproblem mehrere Minima aufweist, wobei die global optimale Lösung durch geeignete Wahl der Startpunkte und Gewichtungsmatrizen gefunden werden kann.

In [Rei16] wird eine Fahrdynamikregelung sowie eine optimalen Reifenkraftverteilung für ein radselektiv angesteuertes Fahrzeug vorgestellt. Dabei wird die Fahrdynamikregelung analog zu [Eck15] über eine exakte Linearisierung sowie PI-Regler gebildet. Die präsentierte Stellgrößenverteilung verwendet eine Mehrzieloptimierung zur Ausnutzung der Freiheitsgrade des Fahrzeugkonzepts. Berücksichtigt werden dabei die Minimierung der Kraftschlussausnutzung, die Minimierung des Reifenverschleißes durch Minimierung der Schräglaufwinkel und der Minimierung des Energieverbrauchs durch Minimierung der Reifenlängskräfte. In dieser Arbeit werden die Fahrervorgaben über einen Joystick verwendet.

Während in [Ore06], [Kno09] und [Eck15] nichtlineare Optimierungsprobleme zur Laufzeit gelöst werden, erfolgt in [Mos16] eine Stellgrößenverteilung basierend auf der Lösung eines

einmalig offline gelösten Optimierungsproblems. Die Bestimmung der Stellgrößen über eine Formel zur Laufzeit hat dadurch geringeren Rechenaufwand. Auch in [Mos16] wird die Minimierung der maximalen Kraftschlussausnutzung erzielt. Details zu diesem Ansatz werden in Abschnitt 4.2 präsentiert. In [Mos16] basiert die Horizontaldynamikregelung auf P-Regelungen für die translatorischen Freiheitsgrade sowie einer PD-Regelung der Gierrate basierend auf einem linearen Modell der Horizontaldynamik. Ein dafür notwendiges entkoppeltes Zustandsraummodell resultiert durch eine Vorsteuerung, welche die Fahrervorgaben auf eine Beschleunigungs-Referenztrajektorie abbildet.

In [Eck15] wird das Gütemaß des Energieverbrauchs im Wesentlichen über die Betrachtung der elektrischen Seite der Radmodule und in [Rei16] nur über die Längskraft in der Reifenaufstandsfläche beeinflusst. Für eine gekoppelte Betrachtung des Entwurfs des Fahrwerks unter Berücksichtigung der optimalen Fahrzeugführungsregelung sind diese Energiebetrachtungen nicht ausreichend.

Gemeinsamkeiten der vorgestellten Konzepte liegen in der Nutzung ähnlicher Entwurfsmodelle sowie dem ausschließlichen Einsatz der statischen Stellgrößenverteilung, welche die Überaktuiertheit zur Optimierung eines sekundären Optimierungsziels ausnutzt. Während für Aktorausfälle und Energiebetrachtungen weitergehende Modellierungen sowie eine weitere Regelschleife über die Elektromotoren präsentiert werden, erfolgt lediglich eine rudimentäre Betrachtung dieser Systeme, wenn die Horizontaldynamikregelung im Fokus der Arbeit liegt. Dabei ist ein systematischer Nachteil der statischen Stellgrößenverteilung die Vernachlässigung der Aktordynamik. Positionsregelsysteme werden in den Arbeiten ebenfalls nicht berücksichtigt. Entweder der Fahrer wird als Top-Level-Schnittstelle betrachtet oder es findet keine Definition zur Erstellung der Geschwindigkeits- oder Beschleunigungs-Referenztrajektorien statt.

2.4 Forschungslücke

Aufgrund der Veränderung der Anforderungen, z. B. die Steigerung der Wendigkeit von PKW oder die Verbrauchsreduktion, an Fahrzeuge für den Verkehr der Zukunft, werden alternative Fahrzeugkonzepte, radselektiv angesteuerte Fahrzeuge, entwickelt. Dabei ergeben sich auch andere Anforderungen, gegenüber konventionellen Fahrzeugen, an die Fahrwerke. Dazu sind bislang nur Prototypen des 4WD4WS-Fahrzeugkonzepts erstellt worden. Es wurde sich bislang auf die prinzipielle Machbarkeit der Radmodulkonstruktion mit erhöhten Lenkwinkeln fokussiert. Eine optimale Auslegung erfolgt dabei nicht und auch die Wechselwirkungen mit einer optimalen Fahrzeugführung für das Fahrzeugkonzept bleiben unberücksichtigt. Ein Auslegungsverfahren, das gemeinsam den Entwurf des Fahrwerks und die optimale Fahrzeugführung betrachtet, wurde bislang nicht entwickelt.

Simulationsbasierte Optimierungsverfahren des Fahrwerkentwurfs werden bislang nur für den konventionellen PKW eingesetzt. Dabei werden im Wesentlichen einzelne Elemente des Fahrwerks sowie Parameter definiert und in Kombination mit ausgewählten Fahrmanövern

optimiert. Durch das vom konventionellen Fahrzeug abweichende Konzept des 4WD4WS würde durch die auf bestehenden Konstruktionen beruhende konventionelle Entwicklung den Lösungsraum sowie die möglichen Parameter zum Anregen der Fahrwerkscharakteristik einschränken. Die vorgestellten Entwurfsverfahren verwenden eine a priori festgelegte konkrete Fahrwerkskonstruktion, beispielsweise mit einem MacPhersons-Federbein oder einer Doppelquerlenkerachse (siehe z. B. [EG17]). Die dahinterliegenden Verfahren leisten bislang nicht, dass der Parameter- und Strukturraum eines neuen Fahrwerks abgedeckt wird, denn im Kern der Verfahren werden nur einzelne Bereiche optimiert. Dadurch wird der Lösungsraum bereits im Vorfeld eingeschränkt. Soll allerdings das Gesamtfahrzeugverhalten verbessert werden, ist es möglich, dass ein Optimum nicht gefunden wird. Dadurch, dass bislang nur wenig Erfahrungswissen basierend auf prototypischen Umsetzungen der Fahrwerke zu 4WD4WS aufgearbeitet wurde, steht eine optimale Auslegung des Fahrwerks über Simulationen im Fokus der Betrachtungen in dieser Arbeit.

Obwohl die forschungsbasierte Entwicklung bislang das konventionelle Fahrzeug im Fokus hat, werden Teilkonzepte für das entwickelte und in dieser Arbeit präsentierte Auslegungsverfahren ausgewählt. Die in [Nie12] verwendeten evolutionären Algorithmen werden als Werkzeug genutzt, da Gesamtsystemsimulationen aus Modellen und Regelungen für das Fahrzeugkonzept in der unterlagerten Black-Box-Simulation des Optimierungsverfahrens berücksichtigt werden können. Die systematische Auswertung innerhalb der Stufen des Verfahrens aus [Mäd12] erlaubt es Zwischenergebnisse gezielt zu analysieren und weiterzuführen. Ebenfalls wird durch die Vorauslegung des betrachteten Fahrzeugs eine adäquate Entwurfsbasis geschaffen und eine Nachauslegung erzielt Robustheitsaussagen sowie die Analyse spezieller Fahrmanöver und die Nachparametrierung der Fahrzeugführungsregelung.

Die wichtige Wechselwirkung der Fahrzeugführung mit der mechatronischen Anbindung der Radmodule und der Radaufhängung wurde bislang nicht gemeinsam betrachtet. Eine weitere Forschungslücke ist deshalb die durchgängige und optimale Fahrzeugführungsregelung, welche die Ansteuerung der Freiheitsgrade des Fahrzeugkonzeptes unabhängig vom aktuellen Betriebsbereich des Fahrzeugs durchführt. So eine Fahrzeugführung ist entscheidend, wenn das Konzept hin zu einem Realfahrzeug entwickelt werden soll, das die Verkehrssituation in urbanen Regionen verbessern soll. Denn, neben der Optimierung der sekundären Ziele über die gemeinsame Längs- und Querführung des Fahrzeugs, muss auch das Parkieren und das Fahren mit niedrigen Geschwindigkeiten so durchgeführt werden, dass die sekundären Ziele optimal erfüllt werden. Dabei muss neben der Steigerung der Wendigkeit auch der Energieverbrauch, wie einleitend in dieser Arbeit motiviert, im Fokus stehen. Wird die Fahrzeugführungsregelung als Teil eines Auslegungsverfahrens zur Topologie-Optimierung verwendet, wird eine automatisierte Fahrzeugführung benötigt, die Versuche ohne den Fahrer durchführen kann, um in der angestrebten Black-Box-Simulation das Gesamtsystemverhalten abzubilden und darauf aufbauend die gemeinsame Optimierung der sekundären Ziele für das Fahrzeugkonzept durchzuführen. Mit dem beschriebenen Stand der Technik, siehe Abschnitt 2.3, wird gezeigt, dass diese Anforderungen bislang nicht erforscht wurden.

In den nachfolgenden Abschnitten werden zwei Forschungsfragen beschrieben, die in der weiteren Arbeit beantwortet werden.

2.5 Forschungsschwerpunkt 1: Topologie-Optimierung

Dadurch, dass für radselektiv angesteuerte Fahrzeuge nur eine prototypische Wissensbasis existiert, gibt es bislang keine optimalen konstruktiven Vorgaben der Radaufhängung für radselektiv angesteuerte Fahrzeuge. Allerdings stellt die Radaufhängung als Schnittstelle zwischen dem Fahrzeugaufbau, den Elektromotoren für Antrieb und Lenkung sowie den Rädern ein maßgebliches Element dar, das den Energieverbrauch, den Komfort sowie die Agilität des Fahrzeugs beeinflusst. Sollen die Möglichkeiten des Fahrzeugkonzeptes optimal ausgenutzt werden, ist der Entwurf der Radaufhängung und die Fahrzeugführung gemeinsam zu betrachten, um das Gesamtfahrzeugverhalten zu verbessern.

Ausgehend von der vorangegangenen Motivation beschäftigt sich die erste Forschungsfrage dieser Arbeit mit der Topologie-Optimierung der Radaufhängung.

Forschungsfrage 1 (Topologie-Optimierung)

Wie ist eine systematische Topologie-Optimierung der Radaufhängung für ein radselektiv angesteuertes Fahrzeug durchzuführen, um die sekundären Ziele (Energieverbrauch, Wendigkeit und Fahrkomfort) gemeinsam mit einer optimalen Fahrzeugführungsregelung zu optimieren?

Hierbei wird eine Topologie-Optimierung im Sinne eines computerbasierten Berechnungsverfahrens, welches eine optimale Grundgestalt (Topologie) der Elemente, simulativ ermittelt, verstanden [NS04]. In dieser Arbeit ist diese Grundgestalt die Anbindung virtueller Lenker und Drehpunkte in einem Modell zur Abbildung der Kinematik der Radaufhängung. Dabei wird sich auf Aussagen über initiale Konstruktionsvorgaben beschränkt, auf denen dann eine mechanische Konstruktion der Radaufhängung basieren kann. Die Berücksichtigung des erhöhten Lenkwinkelbereichs ist dabei ein zentrales Element. Um diesen auszunutzen, wird keine geometrische Grundgestalt der Radaufhängung (z. B. MacPhersons-Federbein, Doppelquerlenkerachse [EG17]) angenommen, sondern mit virtuellen Lenkern und Drehpolen relevante kinematische Beziehungen abgebildet. Es handelt sich dabei um eine Art virtuelles Rad, dessen kinematisches Verhalten durch verschiedene Lenkerkonstruktionen in der Realität konstruiert werden kann.

Das in dieser Arbeit vorgestellte systematische Auslegungsverfahren, zur Beantwortung der Forschungsfrage 1, führt Black-Box-Optimierungen iterativ basierend auf einem, über die optimale und durchgängige Fahrzeugführungsregelung, geregelten Modell des Fahrzeugs durch. Ausgehend von der ersten Forschungsfrage und dem dazu angestrebten Auslegungsverfahren, wird eine geeignete Fahrzeugführungsregelung benötigt, welche das Fahrzeug in allen Betriebsbereichen optimal ansteuert.

2.6 Forschungsschwerpunkt 2: Fahrzeugführungsregelung

Obwohl im Stand der Technik, siehe Abschnitt 2.3, bereits Methoden zur Optimierung der sekundäre Ziele, beispielsweise Energieeinsparung und Verbesserung der Fahrsicherheit des Fahrzeugkonzepts, vorgestellt wurden, wird in diesen der Arbeitsbereich des Fahrzeugs eingeschränkt und die Optimalität ist nur für den dort betrachteten Betriebsbereich gültig. Der zweite Forschungsschwerpunkt ist deshalb der Entwurf einer durchgängigen und optimalen Fahrzeugführungsregelung, im Sinne einer automatisierten Fahrzeugführungsregelung von der Positionsregelung bis zur Ansteuerung der Aktoren. Dies wird in der zweiten Forschungsfrage festgehalten.

Forschungsfrage 2 (Fahrzeugführungsregelung)

Mit welchen regelungstechnischen Methoden und Algorithmen ist eine betriebsbereichsunabhängige, durchgängige und lokal optimale Fahrzeugführungsregelung für ein radselektiv angesteuertes Fahrzeug zu entwerfen?

Ein wesentlicher Unterschied gegenüber dem Stand der Technik ist die Betrachtung der Unabhängigkeit der Methoden und Algorithmen hinsichtlich des Betriebsbereichs. Für die Durchgängigkeit wird eine kaskadierte Fahrzeugführungsregelung benötigt, die aus einer Positions- und Geschwindigkeitsregelung, Stellgrößenverteilung sowie der Ansteuerung der Aktoren in den Radmodulen besteht. Die entworfenen Methoden und Algorithmen sollen die Freiheitsgrade ausnutzen, um zumindest lokal, d. h. innerhalb der einzelnen Kaskaden, die sekundären Ziele zu optimieren. Die Möglichkeiten der Überaktuierung werden dabei durch gleichzeitige Energieeinsparung und Erhöhung der Fahrsicherheit durch die optimale Ansteuerung der Freiheitsgrade in der Stellgrößenverteilung ausgenutzt. Schließlich wird diese Fahrzeugführungsregelung zusammen mit einem detaillierten Modell des Fahrzeugs als Black-Box-Simulation für die Topologie-Optimierung im Auslegungsverfahren verwendet.

Zur Beantwortung der Forschungsfragen wird in den nachfolgenden Kapiteln zunächst das Fahrzeug modelliert, Kapitel 3, darauf aufbauend die Fahrzeugführungsregelung entworfen, Kapitel 4, und ein Auslegungsverfahren entwickelt, Kapitel 5.

3 Modellbildung des radselektiv angesteuerten Fahrzeugs

In diesem Kapitel wird die Modellierung eines radselektiv angesteuerten 4WD4WS-Fahrzeugs durchgeführt. Mit dem Ziel ein simulationsbasiertes Auslegungsverfahren zu entwerfen, wird eine geeignete Modellierung des Fahrzeugkonzepts benötigt. Die in diesem Kapitel vorgestellte Modellierung verwendet deshalb mit Realversuchen validierte Modelle konventioneller Fahrzeuge aus der Literatur und setzt diese zu einem Gesamtsystem eines 4WD4WS zusammen. Dabei werden diejenigen Teilmodelle aus Veröffentlichungen verwendet, die eine umfangreichere Modellierung abbilden und dadurch mehr Schnittstellen zur Verfügung stellen, z. B. die Wechselwirkungen mit dem Fahrwerk, und durch einen höheren Detailgrad, z. B. durch eine gezielte Modellierung der Rückstellmomente in der Reifenaufstandsfläche, die Darstellung der notwendigen Zusammenhänge des 4WD4WS ermöglichen. Beispielsweise werden horizontaldynamische Zusammenhänge aus [Ore06] und [Mos16] gewählt, vertikaldynamische Zusammenhänge aus [Str96] und [Sch09]. Eine grundlegende Darstellung der Horizontaldynamik, Vertikaldynamik sowie der dynamischen Modelle der Radmodule und des Reifens ergänzen sich dabei zu einem Entwurfsmodell für den Regelungsentwurf. Eine detailliertere Betrachtung der Störgrößen in der Reifenaufstandsfläche sowie um die Antriebs- und Lenkachse zusammen mit einem umfangreichen Black-Box-Reifenmodell und der White-Box-Modellierung eines Fahrwerks vervollständigen die detaillierte Modellierung.

In Abbildung 3.1 ist das Blockschaltbild des Entwurfsmodells, zusammen mit den in diesem Kapitel präsentierten Modellgleichungen dargestellt. Die Eingangsgrößen in das Fahrzeugmodell sind die Soll-Drehmomente der Antriebs- und Lenkaktoren $M_{\omega, \text{soll}}$ und $M_{\delta, \text{soll}}$, welche die Führungsgrößen des Gesamtsystems darstellen. Die Systemgrenze wird nach den Elektromotoren definiert, weshalb diese Soll-Drehmomente gerade den anliegenden Drehmomenten M_{ω} und M_{δ} entsprechen. Ausgangsgrößen sind die messbare Geschwindigkeit x^{hd} im fahrzeugfesten Koordinatensystem sowie die Transformation und Integration dieser zur messbaren Position x^{p} im globalen Koordinatensystem. Relevante Signale zwischen den Teilsystemen sind die Raddrehzahl der Räder ω , die Lenkwinkel δ , die Radaufstandskräfte F_z , die translatorischen Geschwindigkeiten der Reifen v_{xy} sowie die Kräfte und Momente auf den Schwerpunkt u^{hd} und die Kräfte in der Reifenaufstandsfläche F_{xy} .

Während das Entwurfsmodell vereinfachten Charakter aufweist, werden die Modelle der Reifendynamik, Radmoduldynamik und des Fahrwerks detaillierter betrachtet und modelliert, da diese die relevanten Wechselwirkungen zwischen Rad-, Reifen- und Fahrwerksverhalten darstellen und dadurch unmittelbar durch die Auslegung des Fahrwerks das Gesamtsystemverhalten beeinflussen. Das detaillierte Modell wird in den Black-Box-Simulationen des

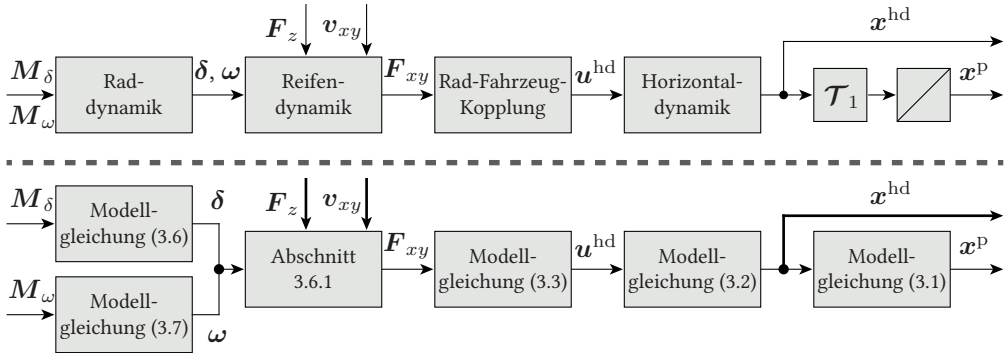


Abbildung 3.1: Teilsysteme des betrachteten Entwurfsmodells und die dazu erstellten Modellgleichungen bzw. Abschnitte mit der Modellbildung.

Auslegungsverfahren genutzt. Die Optimierungsziele des Auslegungsverfahrens sind der Fahrkomfort, Energieverbrauch sowie die Fahrsicherheit. Im Fokus steht deshalb der Rad-Fahrbahn-Kontakt, der durch Schlupf-Effekte und Reibung nicht nur essentielle Modellunsicherheiten darstellt die das Gesamtfahrverhalten und die Fahrsicherheit beeinflussen, sondern auch maßgeblich auf den Energieverbrauch einwirken. In Abbildung 3.2 ist das Blockschaltbild des detaillierten Fahrzeugmodells dargestellt. Weitere relevante Schnittstellen-Signale dabei sind die Sturzwinkel der Radaufhängungen γ , die vertikale Relativbewegung der Räder x_z^{wd} , die Vertikalbewegung des Fahrzeugaufbaus x^{vd} sowie die Veränderung der kinematischen Kennwerte ζ^{sk} bedingt durch die Radhub- und Radlenkinematik. Durch die berücksichtigte Kopplung des Fahrwerks mit der Vertikaldynamik kann der Fahrkomfort beeinflusst werden. Weitere Störgrößen, z. B. Fahrtwind F_{ext}^{hd} , Bodenunebenheiten u_{ext}^{vd} und variierende Haftreibungskoeffizienten μ , werden als externe Störgrößen betrachtet und deshalb nicht speziell in der Modellierung diskutiert, sondern in den entsprechenden Modellgleichungen als zusätzliche Eingangsgrößen ergänzt.

In dieser Arbeit werden die folgenden Vereinfachungen getroffen:

- Zur Beschreibung der Fahrzeugdynamik wird der Fahrzeugaufbau als starrer Körper angenommen, siehe Tabellen 3.2 und 3.3.
- Die Parameter der Modelle werden als exakt und konstant angenommen. Ausnahmen werden in den entsprechenden Abschnitten diskutiert, beispielsweise das Trägheitsmoment zur Lenkungs-dynamik J_z^{ld} .
- Die Zustandsgrößen des Fahrzeugs werden ohne Messfehler als bekannt angenommen. Ebenfalls stehen die Radaufstandskräfte F_z als messbare Zustandsgrößen zur Verfügung.
- Die betrachteten Elektromotoren zur Traktion und Lenkung erzeugen Beschleunigungs- und Bremsdrehmomente. Die Schnittstelle ist dabei so gewählt, dass das Erzeugen der Referenz-Drehmomente zum Erzielen des gewünschten Fahrzustandes beispielsweise

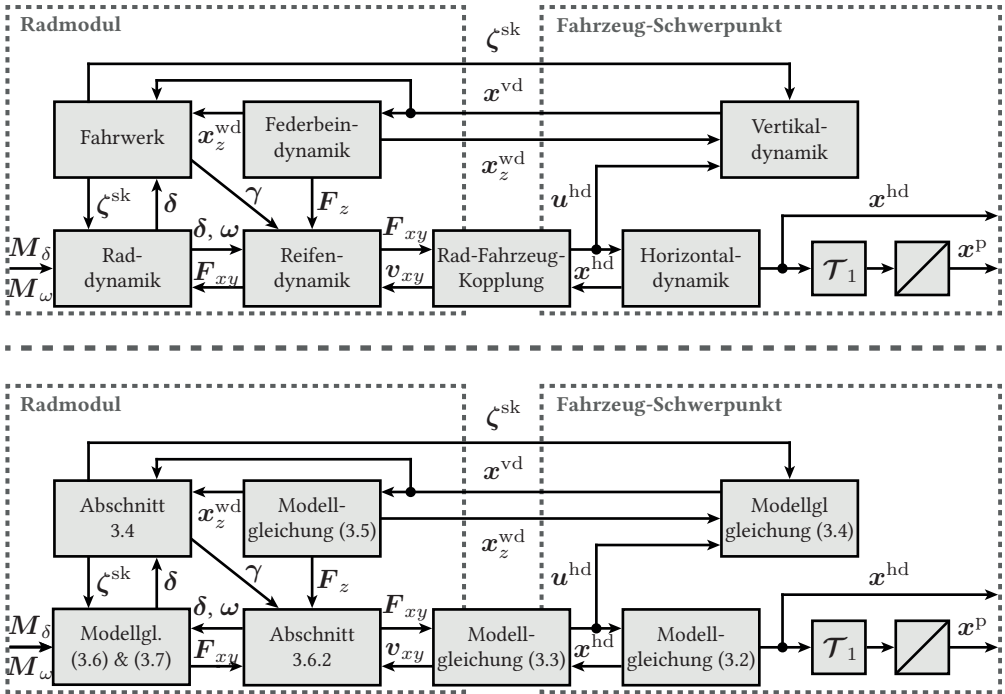


Abbildung 3.2: Blockschaltbild des detaillierten Modells des radselektiv angesteuerten Fahrzeugs und die dazu erstellten Modellgleichungen bzw. Abschnitte mit der Modellbildung.

durch eine Kombination aus einer Reibungsbremse, Rekuperation und/oder einem anliegenden Drehmoment durch die Elektromotoren erzeugt werden kann.

- Es wird kein Getriebe modelliert, das Übersetzungsverhältnis ist $\ddot{u} = 1$.
- Störgrößen und Haltemomente durch Haftreibung werden vernachlässigt.
- Ein Übergang in den oder aus dem Stillstand des Fahrzeugs wird nicht gezielt betrachtet, beispielsweise durch diskretes zu oder abschalten dazu notwendiger Modelle oder Regelungs-Funktionen. Die im nachfolgenden Kapitel 4 erstellte Regelungsstruktur ist allerdings in der Lage das Fahrzeug aus dem Stillstand heraus zu bewegen, sowie dieses wieder in den Stillstand zu führen. Beim Übergang in den Stillstand mit bleibender Regelabweichung verbleiben Stell- und Zustandsgrößen der Radmodule ungleich Null, die allerdings nicht mehr zu einer Kraftübertragung durch das verwendete Reifenmodell, siehe Abschnitt 3.6, führen und dadurch auch keine Zustandsänderung der Fahrzeugdynamik erfolgt.
- Die Bewegung des Fahrzeugs wird nur für eine ebene Fahrbahn ohne Steigung betrachtet.

- Verwendete Positions- und Geschwindigkeits-Referenztrajektorien können mit der Fahrzeugdynamik befahren werden, wobei Kombinationen von Krümmungen und Geschwindigkeiten der Trajektorien nicht zu einem Verlust des Rad-Fahrbahn-Kontakts führen und bei geeigneter Ansteuerung der Radmodule eine Reserve der Kraftschlussausnutzung, d. h. kein reines Gleiten der Reifen, erzielt werden kann.
- Die Haftreibungskoeffizienten der Reifen werden als konstant und ideal mit $\mu = 1$ angenommen. Untersuchungen zu diesem Thema sind nicht Teil dieser Arbeit.
- Der Bauraum für die Radmodule ist ausreichend groß. Eine Analyse des resultierenden Systems, beispielsweise die Größe der Elektromotoren bezogen auf die Leistung, welche durch die Konfiguration des Fahrzeugs erzielt werden muss, wird in dieser Arbeit nicht betrachtet. Eine Ausnahme ist das Gewicht des Rades, da anzunehmen ist, dass dies mit einem radnahen oder Radnaben-Elektromotor deutlich höher ist, als das Gewicht eines konventionellen Rades. Demgegenüber werden Massen, die der Karosserie zugeteilt werden können, vernachlässigt, bzw. sind in der Gesamtmasse des Fahrzeugs berücksichtigt.

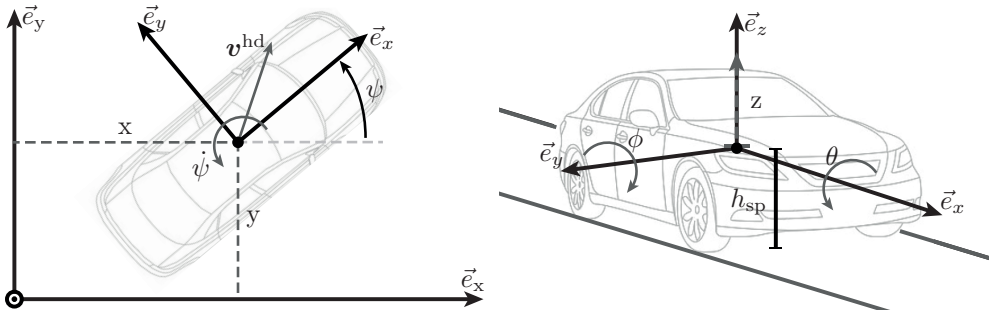
Im ersten Abschnitt 3.1 werden die benötigten Koordinatensysteme gezeigt. In den nachfolgenden Abschnitten 3.2 bis 3.5 werden die Elemente der Blockschaltbilder 3.1 und 3.2 sowie relevante Wechselwirkungen und Schnittstellen modelliert. Die Parametrierung der Modelle ist in Anhang A aufgeführt.

3.1 Koordinatensysteme

Die Bewegung der Karosserie wird in einem fahrzeugfesten Koordinatensystem $(\vec{e}_x, \vec{e}_y, \vec{e}_z)$ beschrieben, welches sich relativ zu einem Inertialsystem (\vec{e}_x, \vec{e}_y) mit der translatorischen Horizontalgeschwindigkeit \mathbf{v}^{hd} und der Gierrate $\dot{\psi}$ bewegt. Das fahrzeugfeste Koordinatensystem ist im Schwerpunkt der Karosserie verankert und die \vec{e}_x -Achse zeigt in Fahrtrichtung bzw. Längsrichtung des Fahrzeugs. In Abbildung 3.3a sind beide Koordinatensysteme mit den zugehörigen Geschwindigkeiten, sowie dem Gierwinkel ψ zwischen beiden Koordinatensystemen dargestellt.

Die vertikale Bewegung des Fahrzeugs wird losgelöst von der horizontalen Bewegung betrachtet. In der Konstruktionslage ruht das Fahrzeug mit seinem Schwerpunkt in der Höhe h_{sp} . Die Hub-Bewegung z erfolgt relativ zu diesem Punkt entlang der \vec{e}_z -Achse. Innerhalb des fahrzeugfesten Koordinatensystems wird die Karosserie mit dem Wankwinkel θ um die \vec{e}_x -Achse und mit dem Nickwinkel ϕ um die \vec{e}_y -Achse ausgelenkt. Die vertikale Betrachtung ist in Abbildung 3.3b abgebildet.

Die Position des Fahrzeugs $\mathbf{x}^{\text{p}} = (x \ y \ \psi)^{\text{T}}$ wird im globalen Koordinatensystem angegeben. Die Transformation der fahrzeugfesten Geschwindigkeitskoordinaten \mathbf{x}^{hd} in das globale Koordinatensystem erfolgt über die Transformationsmatrix \mathcal{T}_1 , hier die Rotationsmatrix mit



(a) Globales Koordinatensystem und Fahrzeugkoordinatensystem

(b) Fahrzeugkoordinatensystem im Fahrzeug-Schwerpunkt

Abbildung 3.3: Globales Koordinatensystem und Fahrzeug-Koordinatensystem im Fahrzeug-Schwerpunkt.

dem Gierwinkel ψ . Die Integration der transformierten Geschwindigkeiten erzeugt die resultierende Positionsänderung im globalen Koordinatensystem nach Modellgleichung (3.1).

Modellgleichungen 3.1 (Bewegung im globalen Koordinatensystem)

Die Bewegung des Fahrzeugs im globalen Koordinatensystem erfolgt über die Transformation mit \mathcal{T}_1 und Integration der Geschwindigkeiten im fahrzeugfesten Koordinatensystem \mathbf{x}^{hd} durch

$$\mathbf{x}^{\text{p}} = \int_{t_0}^{t_0+\Delta t} \mathcal{T}_1 \mathbf{x}^{\text{hd}} dt = \int_{t_0}^{t_0+\Delta t} \begin{pmatrix} \cos(\psi) & -\sin(\psi) & 0 \\ \sin(\psi) & \cos(\psi) & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} x_1^{\text{hd}} \\ x_2^{\text{hd}} \\ x_3^{\text{hd}} \end{pmatrix} dt. \quad (3.1)$$

Die Drehbewegung der Räder wird in den Rad-Koordinatensystemen mit $(\vec{e}_{r,x}, \vec{e}_{r,y}, \vec{e}_{r,z})$ beschrieben, dessen Ursprung jeweils im Radschwerpunkt (Radmittelpunkt) des jeweiligen Rades i liegt und das gegenüber dem fahrzeugfesten Koordinatensystem (\vec{e}_x, \vec{e}_y) um den Lenkwinkel δ rotiert. Zur Definition der Position, Vektoren und Parameter der Radmodule erfolgt die Zuweisung nach Tabelle 3.1 mit dem Index i .

Tabelle 3.1: Zuweisung der Komponenten der Radmodule mit den relevanten Indizes.

Index \square_i	Position
1	vorne links \square_{vl}
2	vorne rechts \square_{vr}
3	hinten links \square_{hl}
4	hinten rechts \square_{hr}

In den Abbildungen 3.4 sind das fahrzeugfeste Koordinatensystem und das Rad-Koordinatensystem mit den zugehörigen translatorischen Geschwindigkeiten $\mathbf{v}_{xy,i}$, der Drehzahl ω_i

und dem Lenkwinkel δ_i für ein Rad dargestellt. Im Schwerpunkt des Rades mit dem dynamischen Radradius r_{dyn} , der in dieser Arbeit gerade dem nominalen Radius mit $r_{\text{dyn}} = r^{\text{wd}}$ entspricht, durch den die $\vec{e}_{r,z,i}$ -Achse verläuft, greift das Lenkmoment $M_{\delta,i}$ an und verursacht die Lenkbewegung des Rades. In Antriebsrichtung des Rades, das um die $\vec{e}_{r,y,i}$ -Achse rotiert, greift das Antriebsmoment $M_{\omega,i}$ an und erzeugt die Drehbewegung des Rades.

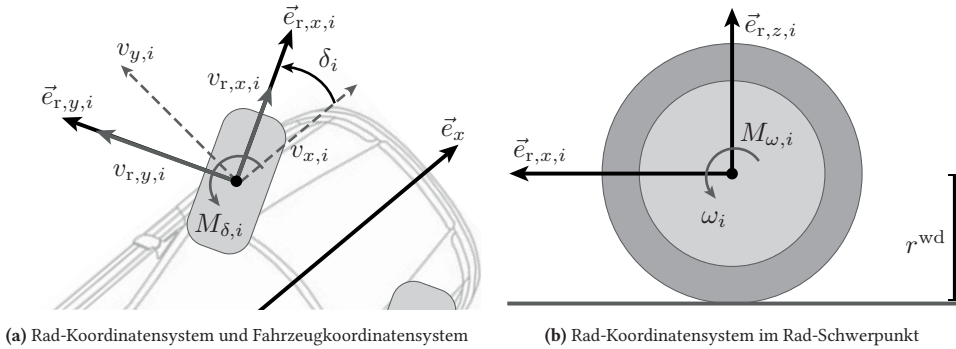


Abbildung 3.4: Rad-Koordinatensystem.

Die Transformation zwischen dem fahrzeugfesten Koordinatensystem und den Radkoordinatensystemen erfolgt über die Transformationsmatrix \mathcal{T}_2 , beispielsweise für die translatorischen Geschwindigkeiten der Räder in beiden Koordinatensystemen nach Gleichung (3.2).

$$\begin{aligned} \begin{pmatrix} v_{x,i} \\ v_{y,i} \end{pmatrix} &= \mathcal{T}_2 \begin{pmatrix} v_{r,x,i} \\ v_{r,y,i} \end{pmatrix} \\ &= \begin{pmatrix} \cos(\delta_i) & -\sin(\delta_i) \\ \sin(\delta_i) & \cos(\delta_i) \end{pmatrix} \begin{pmatrix} v_{r,x,i} \\ v_{r,y,i} \end{pmatrix}. \end{aligned} \quad (3.2)$$

Im Unterschied zu einem konventionellen Fahrzeug mit einer Lenkachse können sich hier die vier Räder unabhängig voneinander frei drehen, feste Zusammenhänge zwischen einzelnen Rädern gibt es nicht.

Die korrespondierenden Einheitsvektoren der orthogonalen Basisvektoren im globalen Koordinatensystem sind definiert zu

$$\vec{e}_x = \begin{pmatrix} 1 \\ 0 \end{pmatrix}, \quad \vec{e}_y = \begin{pmatrix} 0 \\ 1 \end{pmatrix}, \quad (3.3)$$

die im Fahrzeugkoordinatensystem zu

$$\vec{e}_x = \begin{pmatrix} 1 \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix}, \quad \vec{e}_y = \begin{pmatrix} 0 \\ 1 \\ 0 \end{pmatrix}, \quad \vec{e}_z = \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ 1 \end{pmatrix} \quad (3.4)$$

und für das Radkoordinatensystem ergibt sich

$$\vec{e}_{r,x} = \begin{pmatrix} 1 \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix}, \quad \vec{e}_{r,y} = \begin{pmatrix} 0 \\ 1 \\ 0 \end{pmatrix}, \quad \vec{e}_{r,z} = \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ 1 \end{pmatrix}. \quad (3.5)$$

3.2 Horizontaldynamik und Rad-Fahrzeug-Kopplung

Die Horizontaldynamik des 4WD4WS beschreibt die Bewegung des Fahrzeugaufbaus im (\vec{e}_x, \vec{e}_y) -Inertialsystem und die Geschwindigkeit des Fahrzeugaufbaus im fahrzeugfesten Koordinatensystem (\vec{e}_x, \vec{e}_y) , siehe Abschnitt 3.1. Die Rad-Fahrzeug-Kopplung projiziert die in der Reifenaufstandsfläche anliegenden Kräfte der Räder \mathbf{F}_{xy} auf den Fahrzeugschwerpunktsschwerpunkt, wodurch die Bewegung des Fahrzeugs resultiert. Beide Elemente sind in der Abbildung 3.5 dargestellt.

Die Kräfte in der Reifenaufstandsfläche \mathbf{F}_{xy} werden im fahrzeugfesten Koordinatensystem definiert zu

$$\mathbf{F}_{xy} = (\mathbf{F}_{xy,1}^\top \quad \mathbf{F}_{xy,2}^\top \quad \mathbf{F}_{xy,3}^\top \quad \mathbf{F}_{xy,4}^\top)^\top \quad (3.6)$$

$$= (F_{x,1} \quad F_{y,1} \quad F_{x,2} \quad F_{y,2} \quad F_{x,3} \quad F_{y,3} \quad F_{x,4} \quad F_{y,4})^\top \quad (3.7)$$

und der Kraft- und Momentenvektor im Fahrzeugschwerpunkt zu

$$\mathbf{u}^{\text{hd}} = \begin{pmatrix} F_x \\ F_y \\ M_z \end{pmatrix}. \quad (3.8)$$

Den Reifen wird der Geschwindigkeitsvektor \mathbf{v}_{xy} im fahrzeugfesten Koordinatensystem

$$\mathbf{v}_{xy} = (\mathbf{v}_{xy,1}^\top \quad \mathbf{v}_{xy,2}^\top \quad \mathbf{v}_{xy,3}^\top \quad \mathbf{v}_{xy,4}^\top)^\top \quad (3.9)$$

$$= (v_{x,1} \quad v_{y,1} \quad v_{x,2} \quad v_{y,2} \quad v_{x,3} \quad v_{y,3} \quad v_{x,4} \quad v_{y,4})^\top \quad (3.10)$$

zugewiesen sowie dem Fahrzeugschwerpunkt der Zustandsvektor

$$\mathbf{x}^{\text{hd}} = \begin{pmatrix} v_x \\ v_y \\ \psi \end{pmatrix}, \quad (3.11)$$

der Geschwindigkeitsvektor

$$\mathbf{v}^{\text{hd}} = \begin{pmatrix} v_x \\ v_y \end{pmatrix} \quad (3.12)$$

und die euklidische Norm als Geschwindigkeitsbetrag

$$|\mathbf{v}^{\text{hd}}| = \sqrt{v_x^2 + v_y^2}. \quad (3.13)$$

Die Geometrie der horizontalen Komponente des Fahrzeugaufbaus wird durch die konstanten Spurweiten g_l und g_r sowie den konstanten Radstands-Komponenten l_v und l_h festgelegt, wobei v:= vorne, h:= hinten, l:= links und r:= rechts ist. Ebenfalls als konstant wird die Gesamtfahrzeugmasse m^{hd} sowie das Trägheitsmoment J_z^{hd} um die Hochachse \vec{e}_z des Fahrzeugaufbaus angenommen. In Tabelle 3.2 sind die Annahmen und verwendeten Konstanten für den Fahrzeugaufbau zusammengefasst.

Tabelle 3.2: Annahmen und Konstanten zur Beschreibung der Horizontaldynamik.

Annahme	Konstanten
Starrer ausgedehnter Körper	Fahrzeuggesamtmasse m^{hd}
	Trägheitsmoment J_z^{hd}
	Geometrie g_l, g_r, l_v, l_h

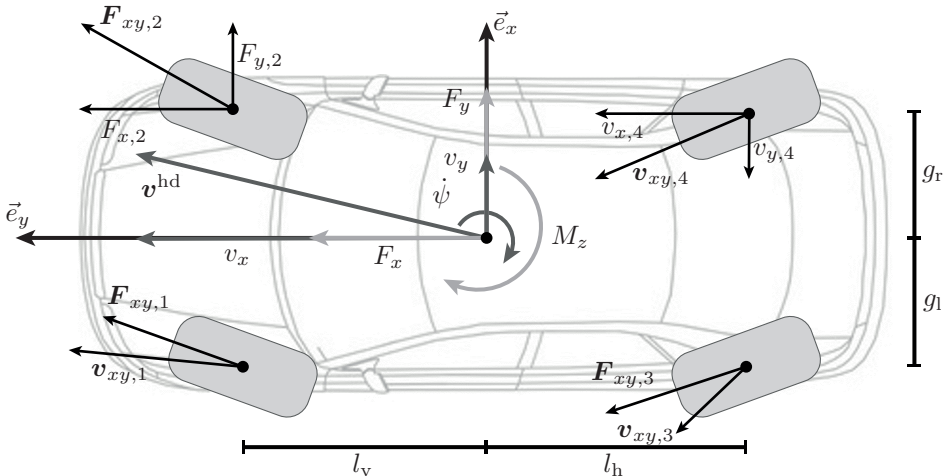


Abbildung 3.5: Geometrie und Definitionen der Kraft- und Geschwindigkeitsvektoren zur Beschreibung der Horizontaldynamik.

Herleitung Horizontaldynamik

Im fahrzeugfesten Koordinatensystem aus Abschnitt 3.1 ist \vec{e}_x der Basisvektor in Längsrichtung und \vec{e}_y der Basisvektor in Querrichtung des Fahrzeugs. Dieses Koordinatensystem rotiert in der (\vec{e}_x, \vec{e}_y) -Ebene mit der Gierrate $\dot{\psi}$ um \vec{e}_z . Nach [Mos16] ergibt sich mit der zeitlichen Änderung der Basisvektoren

$$\dot{\vec{e}}_x = \dot{\psi} \vec{e}_y, \quad (3.14)$$

$$\dot{\vec{e}}_y = -\dot{\psi} \vec{e}_x \quad (3.15)$$

sowie der translatorischen Geschwindigkeiten des Fahrzeugschwerpunkts

$$\mathbf{v}^{\text{hd}} = v_x \vec{e}_x + v_y \vec{e}_y \quad (3.16)$$

die Längs- und Querbeschleunigung der Horizontaldynamik zu

$$a_x = \vec{e}_x^\top \dot{\mathbf{v}}^{\text{hd}} \quad (3.17)$$

$$= \dot{v}_x - v_y \dot{\psi} \quad (3.18)$$

und

$$a_y = \vec{e}_y^\top \dot{\mathbf{v}}^{\text{hd}} \quad (3.19)$$

$$= \dot{v}_y + v_x \dot{\psi}. \quad (3.20)$$

Mit den wirkenden Kräften \mathbf{u}^{hd} im Fahrzeugschwerpunkt sowie der Fahrzeuggesamtmasse m^{hd} werden durch das zweite Newtonschen Gesetz die Bewegungsgleichungen der Horizontaldynamik definiert zu

$$\dot{v}_x = v_y \dot{\psi} + \frac{1}{m^{\text{hd}}} F_x, \quad (3.21)$$

$$\dot{v}_y = -v_x \dot{\psi} + \frac{1}{m^{\text{hd}}} F_y. \quad (3.22)$$

Der rotatorische Freiheitsgrad, die Dynamik der Gierbewegung, wird über das Drehmoment M_z in \mathbf{u}^{hd} im Fahrzeugschwerpunkt nach

$$J_z^{\text{hd}} \ddot{\psi} = M_z \quad (3.23)$$

angeregt.

Mit den Vektoren (3.8) und (3.11) sowie den Gleichungen (3.21), (3.22) und (3.23) wird das nichtlineare Zustandsraummodell 3.2 der Horizontaldynamik definiert ([Ore06], [Mos16]).

Modellgleichungen 3.2 (Fahrzeug-Horizontaldynamik)

Die Systemgleichung der Fahrzeug-Horizontaldynamik ist gegeben durch

$$\begin{aligned} \dot{\mathbf{x}}^{\text{hd}} &= \begin{pmatrix} x_2^{\text{hd}} & x_3^{\text{hd}} \\ -x_1^{\text{hd}} & x_3^{\text{hd}} \\ 0 & 0 \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} 1/m^{\text{hd}} & 0 & 0 \\ 0 & 1/m^{\text{hd}} & 0 \\ 0 & 0 & 1/J_z^{\text{hd}} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} u_1^{\text{hd}} \\ u_2^{\text{hd}} \\ u_3^{\text{hd}} \end{pmatrix}, \\ &= \mathbf{f}^{\text{hd}}(\mathbf{x}^{\text{hd}}) + \mathbf{B}^{\text{hd}} \mathbf{u}^{\text{hd}} \end{aligned} \quad (3.24)$$

mit

$$\mathbf{x}^{\text{hd}} = \begin{pmatrix} x_1^{\text{hd}} \\ x_2^{\text{hd}} \\ x_3^{\text{hd}} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} v_x \\ v_y \\ \psi \end{pmatrix}, \quad \mathbf{u}^{\text{hd}} = \begin{pmatrix} u_1^{\text{hd}} \\ u_2^{\text{hd}} \\ u_3^{\text{hd}} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} F_x \\ F_y \\ M_z \end{pmatrix}. \quad (3.25)$$

Herleitung Rad-Fahrzeug-Kopplung

Durch die Beschreibung der Kräfte in der Reifenaufstandsfläche F_{xy} und der Kräfte im Fahrzeugschwerpunkt F_x und F_y im gleichen Koordinatensystem gilt für die Längs- und Querkräfte im Fahrzeugschwerpunkt

$$F_x = F_{x,1} + F_{x,2} + F_{x,3} + F_{x,4}, \quad (3.26)$$

$$F_y = F_{y,1} + F_{y,2} + F_{y,3} + F_{y,4}. \quad (3.27)$$

Das resultierende Drehmoment M_z wird über die geometrischen Beziehungen des Fahrzeugaufbaus und der Position der Räder bestimmt. Unter Berücksichtigung der Wirkungsrichtung resultiert

$$M_z = -g_l F_{x,1} + l_v F_{y,1} + g_r F_{x,2} + l_v F_{y,2} - g_l F_{x,3} - l_h F_{y,3} + g_r F_{x,4} - l_h F_{y,4}. \quad (3.28)$$

Die Rad-Fahrzeug-Kopplung für das 4WD4WS wird schließlich durch das lineare unterbestimmte Gleichungssystem aus Modellgleichung 3.3 bestimmt. Hierbei werden die resultierenden Kraft- und Drehmoment-Zusammenhänge im Fahrzeugschwerpunkt über die Kopplungsmatrix G (*Control Effectiveness Matrix*) gebildet.

Modellgleichungen 3.3 (Rad-Fahrzeug-Kopplung)

Die wirkenden Kräfte und das Drehmoment auf den Fahrzeugschwerpunkt \mathbf{u}^{hd} resultieren aus den Kräften in der Reifenaufstandsfläche F_{xy} nach

$$\mathbf{u}^{\text{hd}} = \mathbf{G} \mathbf{F}_{xy}, \quad (3.29)$$

mit der Kopplungsmatrix

$$\mathbf{G} = \begin{pmatrix} 1 & 0 & 1 & 0 & 1 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 1 & 0 & 1 & 0 & 1 \\ -g_l & l_v & g_r & l_v & -g_l & -l_h & g_r & -l_h \end{pmatrix}. \quad (3.30)$$

Für die translatorischen Geschwindigkeiten der Radmittelpunkte \mathbf{v}_{xy} resultiert mit \mathbf{G} der Zusammenhang zu den translatorischen Geschwindigkeiten des Fahrzeugaufbaus \mathbf{x}^{hd} zu

$$\mathbf{v}_{xy} = \mathbf{G}^T \mathbf{x}^{\text{hd}}. \quad (3.31)$$

Die Rad-Fahrzeug-Kopplung des 4WD4WS beschreibt ein lineares unterbestimmtes Gleichungssystem. Hierbei ist die Matrix \mathbf{G} charakteristisch für die Überaktuatorisierung des betrachteten Modells. Mit den vorhandenen Effektoren F_{xy} werden die Freiheitsgrade des Fahrzeugkonzeptes gebildet, wodurch die drei Bewegungsfreiheitsgrade \mathbf{x}^{hd} des Fahrzeugs angesteuert werden können.

3.3 Vertikaldynamik

Die Vertikaldynamik des Fahrzeugmodells beeinflusst über die Schnittstellen zur Fahrwerks-Kinematik nicht nur die Raderhebungskurven sondern über die dynamischen Reifenaufstandskräfte durch die Nick-, Wank- und Hubbewegungen des Fahrzeugaufbaus auch maßgeblich die Reifenaufstandskräfte und damit die Fahrstabilität, Agilität des Fahrzeugs und in der Anwendung die Auslegung ganzer Fahrzeugkomponenten, wie beispielsweise das Fahrwerk-Design und die Parametrierung der Fahrzeugführungsregelung. Gegenüber vergleichbaren Arbeiten [Hoe13] oder [Eck15], welche ein 4WD4WS mit einer relativ einfachen Vertikaldynamik betrachten, werden in dieser Arbeit weitere mechanische Kopplungen zu relevanten Teilsystemen modelliert, wodurch eine Erweiterung gängiger Vertikaldynamikmodelle resultiert. Basis sind Modellierungen aus den Arbeiten [Str96], [Rau01] und [Sch09], welche den Fahrkomfort als ein zentrales Forschungsobjekt haben und deshalb eine detailliertere Modellierung der Vertikaldynamik vorstellen. Für ein 4WD4WS müssen jedoch die betrachtenden Hebelarme zwischen Fahrzeuglängs- und -querachse zu den Reifen sowie der Einfederweg der Reifen besonders betrachtet werden. Diese Hebelarme werden für fahrdynamische Untersuchungen in der Regel vernachlässigt, da die Reifenaufstandskräfte davon nur gering beeinflusst werden.

Dieser Abschnitt stellt zunächst ein Halbfahrzeugmodell vor, das einen Querschnitt durch die Vorder-Achse des Fahrzeugs präsentiert. Bezogen auf den Fahrzeugschwerpunkt werden die Aufbaubewegung des Fahrzeugs und das Wanken als dynamisches System aufgestellt. Dabei wird ein Feder-Dämpfer-System der Radaufhängung sowie ein massebehafteter Reifen und dessen Federbewegung als lineare Feder approximiert. Anschließend erfolgt die Übertragung auf das Gesamtfahrzeugmodell, welches die Abstände zum Fahrwerk, der Radaufhängung sowie zur Reifenaufstandsfläche festlegt. Hierbei wird der dritte Freiheitsgrad, das Nicken, ergänzt.

Zur Modellierung wird für die Vertikaldynamik lineares Verhalten angenommen, was auf der Annahme niedriger Nickwinkel ϕ und Wankwinkel θ , mit $\phi, \theta < 3^\circ$ beruht und dadurch die Kleinwinkelnäherungen $\sin(\cdot) \approx 0$ und $\cos(\cdot) \approx 1$ berücksichtigt werden. Für den Fahrzeugaufbau wird angenommen, dass die Gesamtfahrzeugmasse m^{hd} sowie die Trägheitsmomente J_x^{vd} und J_y^{vd} um die Hauptträgheitsachsen \vec{e}_y und \vec{e}_x konstant und im Schwerpunkt des Fahrzeugs mit der konstanten Höhe h_{sp} über der Fahrbahn konzentriert sind. Die Masse eines Reifens m^{wd} , dessen vertikale wirkende Federung mit der Konstanten k^{wd} sowie die Dämpfungs- und Federkonstanten k_d und k_f eines Federbeins werden als konstant angenommen. Die Annahmen und Konstanten sind in der Tabelle 3.3 zusammengefasst.

Zur Beschreibung der Vertikaldynamik sowie des Fahrwerks (im nachfolgenden Abschnitt 3.4), wird die Darstellung der Symmetrie-Eigenschaften bei der Modellierung durch die Parameter

Tabelle 3.3: Annahmen und Konstanten zur Beschreibung der Vertikaldynamik.

Annahmen	Konstanten
Starrer ausgedehnter Körper	Fahrzeuggesamtmasse m^{hd}
	Trägheitsmomente $J_x^{\text{vd}}, J_y^{\text{vd}}$
	Schwerpunkthöhe h^{vd}
Räder als konstante Punktmassen und mit linearer, vertikaler Steifigkeit	Radmasse m^{wd}
	Federsteifigkeit k^{wd}
	Raddurchmesser r^{wd}
Federbein mit Feder-Dämpfer- System und konstanten Parametern	Federkonstante k_f
	Dämpferkonstante k_d
Reifen haben stets Kontakt zur Fahrbahn	

$\lambda_{\bullet,i}$ (hinten/vorne) und $\lambda_{\circ,i}$ (links/rechts) nach Gleichung (3.32) abgekürzt.

$$\lambda_{\bullet,i} = \begin{cases} 1 & : \text{Rad, vl, } i = 1 \\ -1 & : \text{Rad, vr, } i = 2 \\ 1 & : \text{Rad, hl, } i = 3 \\ -1 & : \text{Rad, hr, } i = 4 \end{cases} \quad \lambda_{\circ,i} = \begin{cases} 1 & : \text{Rad, vl, } i = 1 \\ 1 & : \text{Rad, vr, } i = 2 \\ -1 & : \text{Rad, hl, } i = 3 \\ -1 & : \text{Rad, hr, } i = 4 \end{cases} \quad (3.32)$$

3.3.1 Halbfahrzeugmodell

Die Skizze des Halbfahrzeugmodells ist in Abbildung 3.6 dargestellt. Sie zeigt einen Längsschnitt in der (\vec{e}_x, \vec{e}_z) -Ebene durch den Fahrzeugschwerpunkt. Der Radstand l_v bzw. l_h , siehe auch Abbildung 3.5, sowie das Feder- und Dämpfersystem, das massebehaftete Rad und dessen lineare Feder-Eigenschaft sind abgebildet. Ein Nickwinkel ϕ entsteht aus einem anliegenden Drehmoment M_y , wodurch eine Stauchung oder Streckung der Federbeine der Vorder- bzw. Hinterachse und damit eine Änderung der Reifenaufstandskräfte an den Radmodulen resultieren. Es wird angenommen, dass die vertikalen Kraftangriffspunkte der Feder- und Dämpferkräfte des Federbeins übereinander liegen, womit die Differentialgleichungen des Vertikaldynamikmodells ohne Geometrie des Federbeins und der Radaufhängung gebildet werden können.

Die relative Hubbewegung des Fahrzeugaufbaus $x_1^{\text{vd}} = z$ wird auf den Fahrzeugschwerpunkt bezogen, wodurch in Konstruktionslage $x_{1,0}^{\text{vd}} = z_0 = 0$ resultiert. Der Radschwerpunkt befindet sich in der Konstruktionslage des Fahrzeugs in seiner Ruhelage auf Höhe des Raddurchmessers r^{wd} über der Fahrbahn, wodurch $x_{z,i,0}^{\text{wd}} = 0$ für die Konstruktionslage der Räder resultiert. Eine Verformung der Straße, z. B. durch ein Schlagloch, wird durch eine Stauchung des Rades abgebildet und durch die Variable $u_{i,\text{ext}}^{\text{wd}}$ beschrieben. Für eine ebene Straße gilt $u_{i,\text{ext},0}^{\text{wd}} = 0$.

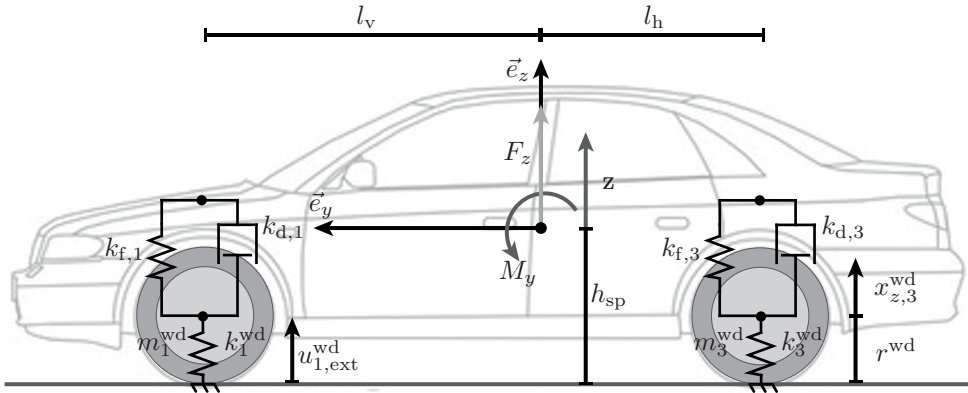


Abbildung 3.6: Halffahrzeugmodell der Vertikaldynamik. Beispielhaft sind die Räder vorne links $i = 1$ und hinten links $i = 3$ gezeigt. Eine Nick-Bewegung des Fahrzeugaufbaus erzeugt eine Stauchung bzw. Streckung der Federbeine, wodurch sich die Reifenaufstandskräfte an beiden Achsen ändern.

3.3.2 Gesamtfahrzeugmodell

Das Gesamtfahrzeugmodell ist in Abbildung 3.7 dargestellt. Ein weiterer Bewegungsfreiheitsgrad des Fahrzeugaufbaus wird durch die Wankbewegung θ um die \vec{e}_y -Achse des Fahrzeugs beschrieben. Der Wankwinkel θ resultiert aus einem anliegenden Drehmoment M_x und führt ebenfalls zur Stauchung einer Fahrzeugseite und damit einer Änderung der Reifenaufstandskräfte an den Radmodulen.

Gegenüber der vereinfachten Darstellung der Spurweite mit g_l bzw. g_r zur Beschreibung des horizontaldynamischen Verhaltens, siehe Abbildung 3.5, werden die Hebelarme zwischen der longitudinalen Hauptträgheitsachse \vec{e}_x zur Befestigung des Fahrwerks am Fahrzeugaufbau $l_{k,i}$, dem Federbein $l_{b,i}$ sowie der Reifenaufstandsfläche $l_{r,i}$ aufgelöst¹. Dadurch werden die anliegenden vertikalen Kräfte in der Lagerung $F_{k,i}$, an den Federbeinen $F_{b,i}$ sowie in der Reifenaufstandsfläche $F_{z,i}$ beschrieben. Für den Radstand l_v bzw. l_h wird angenommen, dass dieser für alle Elemente des Radmoduls konstant ist, da diese in der \vec{e}_y -Achse angeordnet sind und in der \vec{e}_x -Achse einen vernachlässigbaren Versatz haben.

3.3.3 Bewegungsgleichungen

Die Bewegungsfreiheitsgrade Huben z , Nicken ϕ und Wanken θ im Fahrzeugschwerpunkt werden im Zustandsvektor der Vertikaldynamik \mathbf{x}^{vd} zu

$$\mathbf{x}^{vd} = \begin{pmatrix} x_1^{vd} \\ x_2^{vd} \\ x_3^{vd} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} z \\ \phi \\ \theta \end{pmatrix} \quad (3.33)$$

¹ Die Hebelarme $l_{r,i}$ entsprechen den Spurweiten mit $l_{r,1} = l_{r,3} = g_l$ und $l_{r,2} = l_{r,4} = g_r$

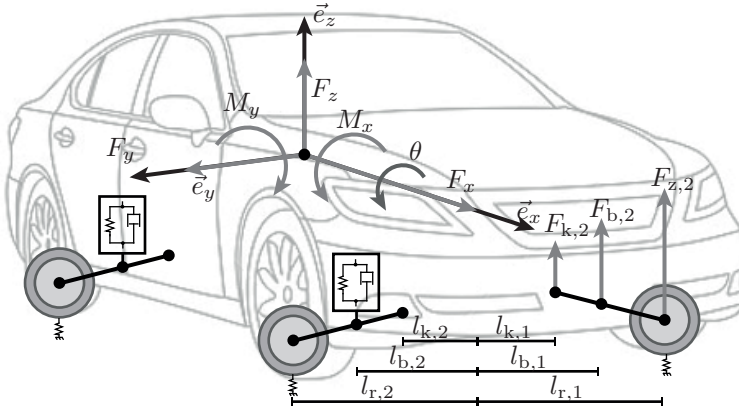


Abbildung 3.7: Gesamtfahrzeugmodell der Vertikaldynamik mit der erweiterten Geometrie der Anbindung der Radaufhängung.

zusammengefasst. Diese Größen werden über den Störgrößenvektor $\mathbf{u}_{\text{ext}}^{\text{vd}}$ mit den Drehmomenten um die Hauptträgheitsachsen M_y und M_x sowie der Kraft F_z parallel zur \vec{e}_z -Achse, durch

$$\mathbf{u}_{\text{ext}}^{\text{vd}} = \begin{pmatrix} u_{\text{ext},1}^{\text{vd}} \\ u_{\text{ext},2}^{\text{vd}} \\ u_{\text{ext},3}^{\text{vd}} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} F_z \\ M_y \\ M_x \end{pmatrix} \quad (3.34)$$

angeregt.

Das Modell der Vertikaldynamik bezieht sich auf den Fahrzeugschwerpunkt, in dem das Kräftegleichgewicht und die Momentengleichgewichte für die drei Bewegungsfreiheitsgrade \mathbf{x}^{vd} , wie in Abbildung 3.7 gezeigt, aufgestellt werden. Für die Hubbewegung entlang der \vec{e}_z -Achse resultiert

$$m^{\text{hd}} \ddot{z} = \sum_{i=1}^4 (F_{k,i} + F_{b,i}) + F_z, \quad (3.35)$$

für die Nickbewegung um die \vec{e}_y -Achse

$$J_y^{\text{vd}} \ddot{\phi} = - \left(\sum_{i=1}^2 \lambda_{o,i} (F_{k,i} + F_{b,i}) \right) l_v - \left(\sum_{i=3}^4 \lambda_{o,i} (F_{k,i} + F_{b,i}) \right) l_h - M_y - h_{\text{sp}} F_x \quad (3.36)$$

und die Wankbewegung um die \vec{e}_x -Achse

$$J_x^{\text{vd}} \ddot{\theta} = \sum_{i=1}^4 \lambda_{\bullet,i} (F_{k,i} l_{k,i} + F_{b,i} l_{b,i}) + M_x + h_{\text{sp}} F_y, \quad (3.37)$$

wobei die Anregung im Fahrzeugschwerpunkt mit der Höhe h_{sp} auch über die horizontalen Kräfte F_x und F_y erfolgt.

Die Kraft- und Momentengleichgewichte (3.35) bis (3.37) werden kompakt mit den Transformationsmatrizen \mathcal{T}_k und \mathcal{T}_b , zur Abbildung der Kräfte an der Radaufhängung auf den Schwerpunkt, Herleitung siehe Anhang A.2, zum linearen Differentialgleichungssystem

$$\underbrace{\begin{pmatrix} m^{\text{hd}} & 0 & 0 \\ 0 & J_y^{\text{vd}} & 0 \\ 0 & 0 & J_x^{\text{vd}} \end{pmatrix}}_{\mathbf{B}^{\text{vd}}} \begin{pmatrix} \ddot{z} \\ \ddot{\phi} \\ \ddot{\theta} \end{pmatrix} = \mathcal{T}_b^T \mathbf{F}_b + \mathcal{T}_k^T \mathbf{F}_k + \begin{pmatrix} F_z \\ M_y \\ M_x \end{pmatrix} + \underbrace{\begin{pmatrix} 0 & 0 & 0 \\ -h_{\text{SP}} & 0 & 0 \\ 0 & h_{\text{SP}} & 0 \end{pmatrix}}_{\mathbf{H}^{\text{vd}}} \begin{pmatrix} F_x \\ F_y \\ M_z \end{pmatrix} \quad (3.38)$$

zusammengeführt. Hier sind \mathbf{F}_b und \mathbf{F}_k die Vektoren der Federbein- und Lagerkräfte der Radaufhängung. Gleichung (3.38) wird mit der Transformationsmatrix \mathcal{T}_{SP} so umgestellt, dass diese nur noch von den wirkenden Kräften \mathbf{F}_b an den Federbeinen abhängig ist. Es resultiert

$$\mathbf{B}^{\text{vd}} \begin{pmatrix} \ddot{z} \\ \ddot{\phi} \\ \ddot{\theta} \end{pmatrix} = \mathcal{T}_{\text{SP}}^T \mathbf{F}_b + \begin{pmatrix} F_z \\ M_y \\ M_x \end{pmatrix} + \mathbf{H}^{\text{vd}} \begin{pmatrix} F_x \\ F_y \\ M_z \end{pmatrix}. \quad (3.39)$$

Die Differentialgleichung der Bewegungsgleichung des Federbeins ist die Schnittstelle zwischen Reifen- und Fahrzeugaufbaubewegung. Die wirkenden Kräfte in den Federbeinen \mathbf{F}_b werden beschrieben zu

$$\mathbf{F}_b = \mathbf{K}_d \left(\mathbf{H}^{\text{wd}} \dot{\mathbf{x}}_z^{\text{wd}} + \mathcal{T}_{\text{SP}} \begin{pmatrix} \dot{z} \\ \dot{\phi} \\ \dot{\theta} \end{pmatrix} \right) + \mathbf{K}_f \left(\mathbf{H}^{\text{wd}} \mathbf{x}_z^{\text{wd}} + \mathcal{T}_{\text{SP}} \begin{pmatrix} z \\ \phi \\ \theta \end{pmatrix} \right), \quad (3.40)$$

wobei die Relativbewegung des Fahrzeugaufbaus $\dot{\mathbf{x}}^{\text{vd}}$ sowie dessen Zustände \mathbf{x}^{vd} und die Bewegung der Räder \mathbf{x}_z^{wd} berücksichtigt werden. Die Federkonstanten sind in \mathbf{K}_f und die Dämpferkonstanten in \mathbf{K}_d zusammengeführt. Die Hebelarmverhältnisse zwischen Reifen- und Fahrzeugaufbau werden in \mathbf{H}^{wd} zusammengefasst, siehe Anhang A.2. Gleichung (3.40) wird in (3.39) integriert, wodurch die Bewegungsgleichungen der Zustände der Vertikaldynamik

$$\begin{pmatrix} \ddot{z} \\ \ddot{\phi} \\ \ddot{\theta} \end{pmatrix} = (\mathbf{B}^{\text{vd}})^{-1} \left(\mathcal{T}_{\text{SP}}^T \left(\mathbf{K}_d \left(\mathbf{H}^{\text{wd}} \dot{\mathbf{x}}_z^{\text{wd}} + \mathcal{T}_{\text{SP}} \begin{pmatrix} \dot{z} \\ \dot{\phi} \\ \dot{\theta} \end{pmatrix} \right) + \mathbf{K}_f \left(\mathbf{H}^{\text{wd}} \mathbf{x}_z^{\text{wd}} + \mathcal{T}_{\text{SP}} \begin{pmatrix} z \\ \phi \\ \theta \end{pmatrix} \right) \right) + \mathbf{u}_{\text{ext}}^{\text{vd}} + \mathbf{H}^{\text{vd}} \mathbf{u}^{\text{hd}} \right) \quad (3.41)$$

entstehen.

Die Modellgleichungen der Vertikaldynamik als lineares Differentialgleichungssystem sind in den Modellgleichungen 3.4 zusammengefasst.

Modellgleichungen 3.4 (Fahrzeug-Vertikaldynamik)

Das Differentialgleichungssystem der Bewegungsgleichungen der Fahrzeug-Vertikaldynamik ist

$$\ddot{\mathbf{x}}^{\text{vd}} = \left(\mathbf{B}^{\text{vd}}\right)^{-1} \left(\mathcal{T}_{\text{SP}}^{\text{T}} \left(\mathbf{K}_{\text{d}} \left(\mathbf{H}^{\text{wd}} \dot{\mathbf{x}}_z^{\text{wd}} + \mathcal{T}_{\text{SP}} \dot{\mathbf{x}}^{\text{vd}} \right) + \mathbf{K}_{\text{f}} \left(\mathbf{H}^{\text{wd}} \mathbf{x}_z^{\text{wd}} + \mathcal{T}_{\text{SP}} \mathbf{x}^{\text{vd}} \right) + \mathbf{u}_{\text{ext}}^{\text{vd}} + \mathbf{H}^{\text{vd}} \mathbf{u}^{\text{hd}} \right), \quad (3.42)$$

mit den Vektoren

$$\mathbf{x}^{\text{vd}} = \begin{pmatrix} x_1^{\text{vd}} \\ x_2^{\text{vd}} \\ x_3^{\text{vd}} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} z \\ \phi \\ \theta \end{pmatrix}, \quad \mathbf{u}_{\text{ext}}^{\text{vd}} = \begin{pmatrix} u_{\text{ext},1}^{\text{vd}} \\ u_{\text{ext},2}^{\text{vd}} \\ u_{\text{ext},3}^{\text{vd}} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} F_z \\ M_y \\ M_x \end{pmatrix}, \quad \mathbf{x}_z^{\text{wd}} = \begin{pmatrix} x_{z,1}^{\text{wd}} \\ x_{z,2}^{\text{wd}} \\ x_{z,3}^{\text{wd}} \\ x_{z,4}^{\text{wd}} \end{pmatrix}. \quad (3.43)$$

Der Einfluss der vertikalen Bewegung der Räder x_z^{wd} , welche auch durch die Straßenebenheiten $\mathbf{u}_{\text{ext}}^{\text{wd}}$ angeregt werden, ist zu modellieren. Dazu wird zunächst die Differentialgleichung eines Rades bestimmt. Es resultiert

$$m^{\text{wd}} \ddot{x}_{z,i}^{\text{wd}} = (l_{r,i} - l_{b,i}) F_{b,i} - (l_{r,i} - l_{k,i}) F_{k,i} - k^{\text{wd}} (x_{z,i}^{\text{wd}} - u_{i,\text{ext}}^{\text{wd}}), \quad (3.44)$$

welche durch die Kräfte in der Lagerung und der Federbeine über die Hebelarme $l_{r,i}$, $l_{b,i}$ und $l_{k,i}$, siehe Abbildung 3.7, sowie der Stauchung des Reifens über die Federkonstante k^{wd} beschrieben werden. Wie Gleichung (3.41) ist die resultierende Bewegungsgleichung der Räder nur noch von Konstanten und Zuständen des Fahrzeugaufbaus sowie der Räder abhängig. Mit Gleichung (3.40) resultiert für die vertikalen Bewegungsgleichungen der Räder

$$\ddot{\mathbf{x}}_{z,i}^{\text{wd}} = \left(\mathbf{M}^{\text{wd}}\right)^{-1} \left(\mathbf{K}_{\text{d}} \left(\mathbf{H}^{\text{wd}} \dot{\mathbf{x}}_z^{\text{wd}} + \mathcal{T}_{\text{SP}} \begin{pmatrix} \dot{z} \\ \dot{\phi} \\ \dot{\theta} \end{pmatrix} \right) + \mathbf{K}_{\text{f}} \left(\mathbf{H}^{\text{wd}} \mathbf{x}_z^{\text{wd}} + \mathcal{T}_{\text{SP}} \begin{pmatrix} z \\ \phi \\ \theta \end{pmatrix} \right) + \mathbf{K}^{\text{wd}} \left(\mathbf{x}_z^{\text{wd}} - \mathbf{u}_{\text{ext}}^{\text{wd}} \right) \right), \quad (3.45)$$

wobei \mathbf{M}^{wd} eine Matrix mit den Massen m^{wd} der Räder ist.

Die Modellgleichung der vertikalen Dynamik der Räder ist im linearen Differentialgleichungssystem 3.7 zusammengefasst.

Modellgleichungen 3.5 (Vertikale Raddynamik)

Die Relativbewegung der Räder wird mit dem Differentialgleichungssystem

$$\begin{aligned} \ddot{\mathbf{x}}_{z,i}^{\text{wd}} = & \left(\mathbf{M}^{\text{wd}} \right)^{-1} \left(\mathbf{K}_d \left(\mathbf{H}^{\text{wd}} \dot{\mathbf{x}}_z^{\text{wd}} + \mathcal{T}_{\text{SP}} \dot{\mathbf{x}}^{\text{vd}} \right) + \mathbf{K}_f \left(\mathbf{H}^{\text{wd}} \mathbf{x}_z^{\text{wd}} + \mathcal{T}_{\text{SP}} \mathbf{x}^{\text{vd}} \right) \right. \\ & \left. + \mathbf{K}^{\text{wd}} \left(\mathbf{x}_z^{\text{wd}} - \mathbf{u}_{\text{ext}}^{\text{wd}} \right) \right) \end{aligned} \quad (3.46)$$

mit den Vektoren

$$\mathbf{x}_z^{\text{wd}} = \begin{pmatrix} x_{z,1}^{\text{wd}} \\ x_{z,2}^{\text{wd}} \\ x_{z,3}^{\text{wd}} \\ x_{z,4}^{\text{wd}} \end{pmatrix}, \quad \mathbf{u}_{\text{ext}}^{\text{wd}} = \begin{pmatrix} u_{1,\text{ext}}^{\text{wd}} \\ u_{2,\text{ext}}^{\text{wd}} \\ u_{3,\text{ext}}^{\text{wd}} \\ u_{4,\text{ext}}^{\text{wd}} \end{pmatrix} \quad (3.47)$$

beschrieben.

Die Radlast \mathbf{F}_z , als wichtige Schnittstelle zu weiteren Systemteilen, resultiert aus der Anregung über die vertikale Fahrzeugdynamik 3.4, der Beschleunigung der vertikalen Radbewegung $\ddot{\mathbf{x}}_z^{\text{wd}}$ sowie den Radaufstandskräften in Konstruktionslage $\mathbf{F}_{z,0}$ nach

$$\begin{aligned} \mathbf{F}_z = & \underbrace{\mathbf{W}^{\text{vd}} \mathbf{x}^{\text{vd}} + \mathbf{M}^{\text{wd}} \ddot{\mathbf{x}}_z^{\text{wd}}}_{\mathbf{F}_{z,\text{dyn}}} + \mathbf{F}_{z,0} \\ = & \mathbf{F}_{z,\text{dyn}} + \mathbf{F}_{z,0}, \end{aligned} \quad (3.48)$$

mit der Matrix

$$\mathbf{W}^{\text{vd}} = \begin{pmatrix} -k_{f,1} & -k_{d,1} & -k_{f,1}l_{r,1} & -k_{d,1}l_{r,1} & k_{f,1}l_v & k_{d,1}l_v \\ -k_{f,2} & -k_{d,2} & k_{f,2}l_{r,2} & k_{d,2}l_{r,2} & k_{f,2}l_v & k_{d,2}l_v \\ -k_{f,3} & -k_{d,3} & -k_{f,3}l_{r,3} & -k_{d,3}l_{r,3} & -k_{f,3}l_h & -k_{d,3}l_h \\ -k_{f,4} & -k_{d,4} & k_{f,4}l_{r,4} & k_{d,4}l_{r,4} & -k_{f,4}l_h & -k_{d,4}l_h \end{pmatrix}. \quad (3.49)$$

Die Modellgleichungen 3.4 und 3.5 werden in das lineares Zustandsraummodell

$$\begin{aligned} \dot{\mathbf{x}}^{\text{vd}} = & \mathbf{A}^{\text{vd}} \mathbf{x}^{\text{vd}} + \mathbf{E}^{\text{vd}} \mathbf{z}^{\text{vd}} \\ \mathbf{y}^{\text{vd}} = & \mathbf{C}^{\text{vd}} \mathbf{x}^{\text{vd}} \end{aligned} \quad (3.50)$$

zusammengefasst, wobei die System-, Ausgangs- und Störgrößenmatrizen dieser Zustandsraumdarstellung in Anhang A.2 aufgeführt werden. Die Zustandsgrößen des gesamten ver-

tikaldynamischen Modells des Fahrzeugs sind

$$\mathbf{x}^{\text{vd}} = \begin{pmatrix} z \\ \phi \\ \theta \\ \mathbf{x}_z^{\text{wd}} \\ \dot{z} \\ \dot{\phi} \\ \dot{\theta} \\ \dot{\mathbf{x}}_z^{\text{wd}} \end{pmatrix}, \quad (3.51)$$

wobei die drei Bewegungsfreiheitsgrade des Fahrzeugaufbaus die Ausgangsgrößen des Systems

$$\mathbf{y}^{\text{vd}} = \begin{pmatrix} z \\ \phi \\ \theta \end{pmatrix} \quad (3.52)$$

abbilden. Der Störgrößenvektor

$$\mathbf{z}^{\text{vd}} = \begin{pmatrix} u_{1,\text{ext}}^{\text{wd}} \\ u_{2,\text{ext}}^{\text{wd}} \\ u_{3,\text{ext}}^{\text{wd}} \\ u_{4,\text{ext}}^{\text{wd}} \\ F_z \\ M_y \\ M_x \\ F_x \\ F_y \\ 0 \end{pmatrix} \quad (3.53)$$

fasst die Anregung des Modells durch die Straße, die Horizontaldynamik sowie zusätzliche Drehmomente und Kräfte auf den Schwerpunkt zusammen.

3.4 Fahrwerkskinematik

In diesem Abschnitt wird das kinematische Verhalten der Radaufhängung modelliert. Es wird keine konkrete Radaufhängung (z. B. MacPherson-Federbein, Doppelquerlenkerachse) betrachtet, da diese den Lenkwinkelarbeitsbereich durch die Anbindung mit den Querlenkern sowie die Ortskurven der kinematischen Kennwerte festlegen würde und dadurch zwar eine Parameteroptimierung des konkreten Fahrwerks durchgeführt werden könnte, der Lösungsbereich bei dem in dieser Arbeit präsentierten Auslegungsverfahren aber bereits im Vorfeld eingeschränkt wird. In der Realität sind die kinematischen Kenngrößen geometrisch miteinander verkoppelt, wodurch eine direkte Betrachtung dieser als Optimierungsparameter

zu nicht realisierbaren Konfigurationen führen kann, weshalb sichergestellt werden muss, dass eine Konstruktion prinzipiell durchgeführt werden kann. Deshalb sind die prinzipiellen geometrischen Zusammenhänge der Radaufhängung zu berücksichtigen. Ein Modell zur Darstellung des kinematischen Verhaltens der Radaufhängung wird erstellt.

Das Modell wird aus virtuellen Querlenkern, die sich um einen virtuellen Drehpunkt drehen, gebildet. Mit diesen virtuellen Größen werden die Radlenk- und -hubkinematik, die in diesem Abschnitt präsentiert werden, bestimmt, wodurch ein kinematisches Verhalten des Rades resultiert, das in einem Realfahrzeug umgesetzt werden kann, wenn die tatsächlich konstruierte Radaufhängung die resultierenden virtuellen Drehpunkte des Modells erzielt.

Bei der Modellierung werden die nachfolgenden Aspekte berücksichtigt:

1. Darstellen der Werte in Konstruktionslage (KL) \square_0 .
2. Abbilden der zeitvarianten geometrischen Zusammenhänge der kinematischen Kennwerte (Winkel- und Hebelbeziehungen) durch die Radhub- und Radlenkkinematik.
3. Berücksichtigen der Symmetrie von Vorderachse- und Hinterachse \square_v bzw. \square_h sowie der linken und rechten Fahrzeugseite \square_l bzw. \square_r .
4. Einbeziehen der Zustände der Vertikaldynamik $\mathbf{x}^{\text{vd}} = (z, \phi, \theta)^\top$ sowie der vertikalen Komponente der Raddynamik \mathbf{x}_z^{wd} , siehe Abschnitt 3.3.
5. Berücksichtigen der virtuellen Längs- und Querpole \square_{l_0} bzw. \square_{l_a} sowie der Höhen der beiden Hauptträgheitsachsen h_{wz} (Wankzentrum) und h_{nz} (Nickzentrum) als Parameter der Konstruktion.

In den nachfolgenden Abschnitten werden zunächst die kinematischen Kennwerte definiert. Darauf aufbauend erfolgt die Modellierung eines Fahrwerks, das auf den Gleichungen der geometrischen Zusammenhänge einer allgemeinen Radaufhängung nach [Mit72] (ausführliche Herleitung) bzw. [MW14] (kurze Beschreibung) beruhen (siehe auch [G.19], [L.20b]). Diese Gleichungen werden als Radlenkkinematik, siehe Abschnitt 3.4.2, bezeichnet. Hierbei werden die Initialwerte in Konstruktionslage \square_0 sowie der Lenkwinkel δ berücksichtigt. Anschließend wird die Radhubkinematik, siehe Abschnitt 3.4.3, entworfen, welche auf einer starren Drehbewegung des Rades um die beiden Zentren der Hauptträgheitsachsen, longitudinal und lateral getrennt, beruht. Dabei werden die Änderungen des Nachlaufwinkels $\Delta\sigma$, des Spreizungswinkels $\Delta\tau$ sowie des Sturzwinkels $\Delta\gamma$ in Abhängigkeit des Lenkwinkels δ sowie der Vertikaldynamik der Karosserie \mathbf{x}^{vd} und des Reifens \mathbf{x}_z^{wd} hergeleitet.

Mit dem Ziel eine Topologie-Optimierung durchzuführen, ist zu entscheiden, welche Parameter als Optimierungsparameter festgelegt werden. Hierbei ist zu beachten, dass die resultierende Konfiguration in ein Fahrwerk zu überführen ist, dass durch eine mechanische Konstruktion in der Realität prinzipiell erstellt werden kann. Nachfolgend wird deshalb die Modellierung in Abhängigkeit von den virtuellen Hauptträgheitsachsen sowie den virtuellen Drehpolen des Fahrwerks, longitudinal sowie lateral getrennt, durchgeführt. Es resultiert

eine parametrisierte Beschreibung der Fahrwerkskinematik, die eine Bestimmung der Ortskurven durch eine Simulation ermöglicht und die Optimierungsparameter eine Veränderung dieser hervorrufen. Die aufgeführten Anforderungen werden dadurch erfüllt.

Ein positiver Effekt bei dieser Modellierung des Fahrwerks ist die Betrachtung zeitvarianter Fahrwerksparameter, wodurch resultierende Störgrößen auf die Raddynamik realitätsnah abgebildet werden. Die Schnittstellen zu weiteren Systemteilen, siehe Abbildung 3.2, des Fahrzeugs führen zu einem Einfluss auf sekundäre Optimierungsziele, z. B. den Energieverbrauch, wodurch auch der Zusammenhang zu den Gütefunktionen der Topologie-Optimierung hergestellt wird.

In diesem Abschnitt wird das White-Box-Modell des Fahrwerks entworfen, wobei sich auf die Beschreibung eines Radmoduls, hier vorne links ($i = 1, \square_1 = \square_{v1}$), beschränkt wird, der Rest erfolgt analog. Die präsentierte Fahrwerkskinematik kann auf die verbleibenden Räder $i = 2, \dots, 4$ unter Beachtung der Symmetrie übertragen werden. Es wird $\lambda_{\bullet,i}$ (hinten/vorne) und $\lambda_{\circ,i}$ (links/rechts) nach Gleichung (3.32) verwendet.

3.4.1 Definition der kinematischen Kenngrößen

In diesem Abschnitt werden die betrachteten kinematischen Kenngrößen definiert. Diese sind der Sturzwinkel γ , der kinematische Nachlauf n_k , der Nachlaufwinkel τ , der Spreizungswinkel σ , der Lenkrollradius r_L , der Spreizungsversatz r_σ und der Nachlaufversatz n_0 . Die Definitionen sind sinngemäß aus [EG17] entnommen. Die kinematischen Kennwerte werden in der Matrix ζ^{sk} zusammengeführt, wobei jedem Radmodul jede der kinematischen Größen zugewiesen wird und diese dadurch für das Gesamtmodell in einem Vektor zusammengeführt werden.

$$\zeta^{\text{sk}} = (\gamma, \tau, \sigma, r_L, r_\sigma, n_k, n_0) \quad (3.54)$$

Die kinematischen Kennwerte der Radaufhängung sind den Abbildungen 3.8 mit ihrer geometrischen Repräsentation aufgeführt. Zur Beschreibung werden die Punkte \overline{W} , der Schnittpunkt zwischen der virtuell verlängerten Radmittelechse mit der Fahrbahn, sowie der Punkt \overline{A} , dem Schnittpunkt der virtuell verlängerten Lenkachse mit der Fahrbahn, am Beispiel eines Doppelquerlenkers, verwendet.

Die kinematischen Kennwerte beeinflussen das Verhalten der Störgrößen und dadurch den Energieverbrauch der Radmodule. Die dazu relevanten kinematischen Kennwerte werden nachfolgend kurz erläutert, da diese in der Modellierung und in dem in dieser Arbeit präsentierten Auslegungsverfahren, siehe Kapitel 5, betrachtet werden.

Sturzwinkel γ

Der Sturzwinkel γ gibt den Neigungswinkel des Rades zwischen der Radmittelebene und einer Senkrechten auf der Fahrbahn an (siehe Abbildung 3.8 (a)). Ein Sturzwinkel $\gamma \neq 0$

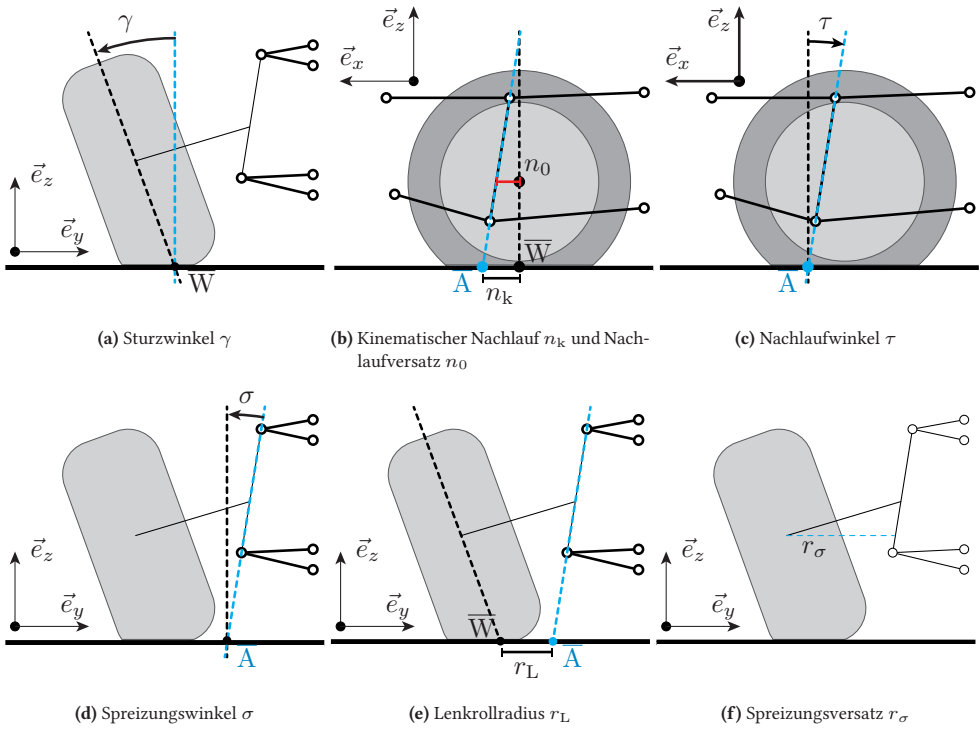


Abbildung 3.8: Definition der kinematischen Kenngrößen, mit dem Radaufstandspunkt \bar{W} und dem Schnittpunkt der Lenkachse mit der Fahrbahn \bar{A} .

beeinflusst maßgeblich die anliegende Seitenführungskraft in der Reifenaufstandsfläche und damit die Querdynamik des Fahrzeugs. Wird das Rad zur Fahrzeugmitte geneigt, ist der Winkel negativ definiert. In konventionellen PKW wird der negative Sturzwinkel verwendet, damit bei einer Kurvenfahrt am kurvenäußeren Rad Sturzseitenkräfte erzeugt werden, wodurch die Querführung des Fahrzeugs durch den Fahrer verbessert werden kann. Um einer Beeinträchtigung der Seitenführung durch positive Sturzwinkel entgegenzuwirken, werden Fahrwerke so eingestellt, dass zunehmend negativer Sturz beim Einfedern des Rades, z. B. bei Erhöhung der Reifenaufstandskräfte durch eine Wankwinkeländerung in einer Kurvenfahrt, entsteht, wodurch ein positiver Sturzwinkel verhindert wird [PH13].

Nachlaufstrecke n_k

Der kinematische Nachlauf, bzw. die Nachlaufstrecke, n_k gibt den Abstand zwischen dem Radaufstandspunkt \bar{W} und dem Schnittpunkt der Lenkachse mit der Fahrbahn \bar{A} in $\vec{e}_{r,x}$ -Richtung an. Die gesamte Nachlaufstrecke des Rades wird zusammen mit dem Reifennachlauf n_r gebildet. Liegt der Punkt \bar{A} in Fahrtrichtung vor dem Punkt \bar{W} , ist der kinematische Nachlauf positiv (siehe Abbildung 3.8 (b)). Unabhängig von der Führung des Fahrzeugs, au-

tonom oder durch einen Fahrer, verbessert ein positiver Nachlauf die Spurlagestabilität sowie die Rückstellung der Räder nach einer Kurvenfahrt in die Geradeausfahrt. Bei letzterem wird ein Fahrer durch eine positive Nachlaufstrecke unterstützt. Mit zunehmendem Lenkwinkel reduziert sich die Nachlaufstrecke, weshalb bei konventionellen Fahrwerken bei relativ großen Lenkwinkeln eine Reserve vorgehalten wird, um die vorteilhaften Effekte durch die positive Nachlaufstrecke beizubehalten. Allgemein nimmt der kinematische Nachlauf über dem kurveninneren Lenkwinkel ab und über dem kurvenäußeren zu.

Die Nachlaufstrecke bewirkt bei Fahrmanövern mit großen Lenkwinkeln, z. B. dem Parkieren, hohe Störgrößen und damit erhöhten Energieverbrauch [PH13]. Ohne die Berücksichtigung eines Fahrers verliert die Nachlaufstrecke allerdings die Anforderung der unterstützenden Lenkungsrückstellung. Beim Entwurf des Fahrwerks eines 4WD4WS ohne die Betrachtung eines Fahrers ist deshalb zu untersuchen, wie sich die Nachlaufstrecke auf das Fahrzeugführungsverhalten sowie den Energieverbrauch auswirkt.

Nachlaufwinkel τ

Der Nachlaufwinkel τ stellt die Neigung der Lenkachse in der $(\vec{e}_{r,x}, \vec{e}_{r,z})$ -Ebene dar. Er wird definiert als derjenige Winkel, der zwischen einer Senkrechten durch den Schnittpunkt \bar{A} , und der Lenkachse selbst entsteht, siehe Abbildung 3.8 (c).

Der Nachlaufwinkel beeinflusst das Verhalten der Nachlaufstrecken- sowie der Sturzänderung und damit auch die Seitenkraftübertragung.

Nachlaufversatz n_0

Der Nachlaufversatz n_0 gibt den Abstand zwischen Radmittelpunkt und Lenkachse in $\vec{e}_{r,x}$ -Richtung an. Liegt der Radmittelpunkt hinter der Lenkachse, ist der Nachlaufversatz positiv (siehe Abbildung 3.8 (b)).

Spreizungswinkel σ

Der Spreizungswinkel σ stellt analog zum Nachlaufwinkel die Neigung der Lenkachse gegenüber der Senkrechten im Schnittpunkt der Lenkachse mit der Fahrbahn, Punkt \bar{A} , dar, allerdings in der $(\vec{e}_{r,x}, \vec{e}_{r,y})$ -Ebene, siehe Abbildung 3.8 (d). Neigt sich die Lenkachse zur Fahrzeugmitte, ist der Winkel positiv.

Werden Störmomente auf die Lenkachse betrachtet, beeinflusst der Spreizungswinkel die Hebelarme zwischen Karosserie und der in der Reifenaufstandsfläche angreifenden Kräfte. Diese Störgrößen müssen durch den Elektromotor ausgeglichen werden. Beim konventionellen

Fahrzeug werden Spreizungswinkel möglichst klein gewählt, damit die resultierenden Störgrößen und die Wahrnehmung durch den Fahrer möglichst gering bleiben. Weiterhin verändern sich bei unterschiedlichen Einfederbewegungen der Räder, zum Beispiel durch Schlaglöcher, die Störkräfte und -momente, wodurch sich der Spreizungswinkel mit der Radfederung möglichst wenig ändern soll, um das Gesamtverhalten des Fahrwerks in solchen Situationen möglichst unveränderlich zu lassen.

Spreizungsversatz r_σ

Der Spreizungsversatz r_σ gibt den Abstand zwischen Radmittelpunkt und Lenkachse in der $\vec{e}_{r,y}$ -Achse an, siehe Abbildung 3.8 (f). Liegt die Lenkachse zwischen Radmittelpunkt und Fahrzeugmittellachse, ist der Spreizungsversatz positiv. Der Spreizungsversatz ist ein Hebelarm, der anliegende Kräfte auf die Lenkachse und damit auf das Fahrwerk überträgt.

Lenkrollradius r_L

Der Lenkrollradius r_L gibt den Abstand zwischen dem Radaufstandspunkt \bar{W} und dem Schnittpunkt der Lenkachse mit der Fahrbahn \bar{A} an. Gegenüber der Nachlaufstrecke allerdings in der $(\vec{e}_{r,y}, \vec{e}_{r,z})$ -Ebene, siehe Abbildung 3.8 (e). Liegt der Punkt \bar{A} zwischen dem Punkt \bar{W} und der Fahrzeugmittellachse, ist der Lenkrollradius positiv.

3.4.2 Radlenkkinematik

Die Radlenkkinematik beschreibt die Veränderung der Radstellungsgrößen abhängig vom Lenkwinkel δ , bzw. der Lenkwinkeländerung, sowie dem Nachlaufwinkel τ und dem Spreizungswinkel σ . Die Modellierung erfolgt auf Basis der Gleichungen eines Starrkörpermodells der Lenkung aus [Mit72], welche in [MW14] erweitert wird. Eine grundlegende Annahme dabei ist, dass die Lenkwinkeländerungen nur zu einer geringen Änderung der Spreizungs- und Nachlaufwinkel führt. Diese Annahme passt zu aktuellen Konstruktionsvorgaben dieser beiden Winkel, wie in Abschnitt 3.4.1 beschrieben. Radstellungs- und Eingangsgrößen der vorgestellten Radlenkkinematik sind in Tabelle 3.4 zusammengefasst.

Tabelle 3.4: Radstellungsgrößen und Eingangsgrößen des Modells der Radlenkkinematik eines Rades.

Radstellungsgrößen	Variable	Eingangsgröße	Variable
Konstruktiven Nachlauf	n_k	Lenkwinkel	δ
Nachlaufversatzes	n_0	Spreizungswinkel	σ
Lenkrollradius	r_L	Nachlaufwinkel	τ
Sturzwinkel	γ		

Die nachfolgenden Gleichungen beschreiben das Verhalten der Radaufhängung in Abhängigkeit des Lenkwinkels (Radlenkkinematik). Der konstruktive Nachlauf n_k startet in der Fahrzeug-Konstruktionslage mit $n_{k,0}$ für $\delta = 0$ und wird durch den Nachlauf- und Spreizungswinkel sowie eine Lenkwinkeländerung nach

$$n_k = n_{k,0} + r^{\text{wd}} (\tan(\sigma)\sin(\lambda_{o,i}\delta) - (1 - \cos(\lambda_{o,i}\delta))\tan(\tau)) \quad (3.55)$$

beeinflusst. Der konstruktive Nachlauf in Konstruktionslage $n_{k,0}$ wird durch den Spreizungsversatz sowie den Nachlaufwinkel und den Radradius nach

$$n_{k,0} = n_{k,0}(\delta = 0) = n_0 + r^{\text{wd}}\tan(\tau) \quad (3.56)$$

bestimmt. Der Lenkrollradius r_L ändert sich beim Drehen des Rades und durch einen Spreizungsversatz aus der Konstruktionslage mit $r_{L,0}$. Es resultiert

$$r_L = r_{L,0} + n_0\sin(\lambda_{o,i}\delta), \quad (3.57)$$

was die Wechselwirkung beider Hebelarme und deren Anforderung beide nahe Null zu wählen verdeutlicht. Der Lenkrollradius in Konstruktionslage $r_{L,0}$ wird mit dem Spreizungswinkel, dem Sturz und dem Spreizungsversatz r_σ , bestimmt zu

$$r_{L,0} = r_\sigma + r^{\text{wd}} (\tan(\sigma) + \sin(\gamma)). \quad (3.58)$$

Die Raderhebung Δx_z^{wd} beschreibt die Stellung des Rades relativ zum Fahrzeugaufbau, der Fahrbahnoberfläche und des Einfederwegs des Rades durch eine Lenkwinkeländerung abhängig von den kinematischen Kennwerte nach

$$\begin{aligned} \Delta x_z^{\text{wd}}(\delta) = & r_L [(\cos(\delta) - 1) \tan(\tau) + \sin(\delta) \tan(\tau)] \\ & - n_{k,0} \cdot [\sin(\delta) \tan(\tau) - (\cos(\delta) - 1) \tan(\tau)]. \end{aligned} \quad (3.59)$$

Die Änderung des Sturzwinkels γ erfolgt nach

$$\gamma = \gamma_0 - \lambda_{o,i}\delta \cdot \tan(\tau), \quad (3.60)$$

wobei γ_0 der Sturzwinkel in der Konstruktionslage ist.

3.4.3 Radhubkinematik

Die Radhubkinematik des Rades ist im Wesentlichen von der Radaufhängung und dem Fahrwerk abhängig. Die grundlegende Beschreibung der Radhubkinematik erfolgt im Allgemeinen als Kombination der Wankbewegung um das Wankzentrum (Wankpol, Wankachse) und einer Nickbewegung um das Nickzentrum (Nickpol, Nickachse). Das Wank- und Nickzentrum ist dabei ein virtueller Drehpunkt, ein virtuelles Gelenk, an dem die Kraftübertragung zwischen dem Fahrzeugaufbau und der Radaufhängung erfolgt [Mat07]. Die Radhubkinematik wird grafisch oder rechnerisch durch Analyse der konkreten, konstruktiv umgesetzten

Lenkeranordnungen der Radaufhängung ermittelt, wodurch die geometrische Lage, hier die Höhe, des Wank- und Nickzentrums abgeleitet wird.

Ohne die Festlegung eines konkreten Fahrwerks fehlt zur Ermittlung der Radhubkinematik allerdings die Lenkeranordnung und damit das Bindeglied zwischen den Drehzentren und der Kinematik der Aufhängung des Rades. Zur Modellierung einer Radhubkinematik ohne a priori Festlegung der Lenkeranordnung wird der beschriebene Ansatz zur Ermittlung der Wank- und Nickzentren invertiert, sodass aus der Vorgabe einer Wank- und Nickpolhöhe h_{wz} bzw. h_{nz} das gesuchte Verhalten abgeleitet werden kann. Ziel ist es dabei Gleichungen aufzustellen, welche die zum Beginn des Abschnitts aufgestellten Anforderungen, beispielsweise die Berücksichtigung der geometrischen Zusammenhänge und Wechselwirkung mit der Vertikaldynamik, erfüllen. Für das hier gezeigte Modell folgt daraus, dass die einzelnen kinematischen Kennwerte und ihre Bewegungszustände innerhalb der kinematischen Kette durch reine Rotationen um die jeweiligen, als konstant angenommenen, Momentanpole (Wank- und Nickpol) bestimmt werden.

Wie in [T.19] genauer diskutiert, ist dieses Vorgehen für das Gesamtvorhaben zielführend. Werden Wank- und Nickpolhöhe h_{wz} bzw. h_{nz} als Parameter des Auslegungsverfahrens des Fahrwerks angesehen, können diese beiden Parameter in einem iterativen Optimierungsverfahren in einem ersten Schritt zur Komfortoptimierung genutzt werden. Wie in [G.19] diskutiert, kann so gezielt eine Grundauslegung des Fahrzeugs vorgenommen, welche vom konventionellen Fahrzeug abweichende Gütekriterien berücksichtigen kann. Dieses Vorgehen wird in Abschnitt 5.5.1 zur Beschreibung des Auslegungsverfahrens detailliert präsentiert.

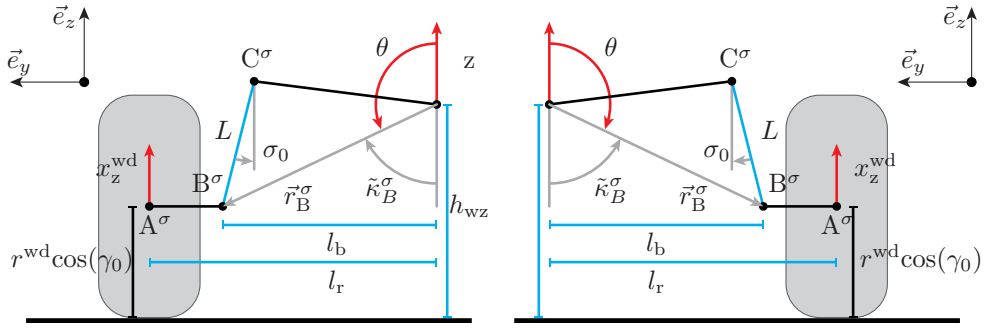
Zur Bestimmung der Radhubkinematik wird die Änderung des Spreizungswinkels $\Delta\sigma$ in der (\vec{e}_y, \vec{e}_z) -Ebene und die Änderung des Nachlaufwinkels $\Delta\tau$ in der (\vec{e}_x, \vec{e}_z) -Ebene betrachtet. Die resultierenden Winkel σ und τ sowie deren Änderungen $\Delta\sigma$ und $\Delta\tau$ beeinflussen schließlich zusammen mit der Radlenkkinematik, siehe Abschnitt 3.4.2, vollständig die Fahrwerkskinematik.

Spreizungswinkeländerung $\Delta\sigma$

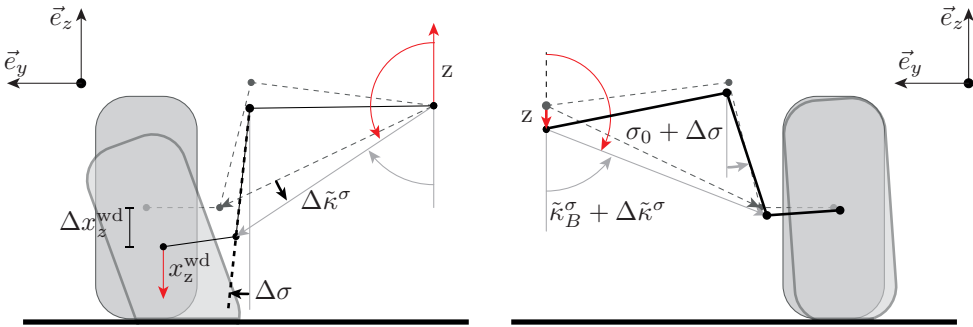
Bei der Modellierung der Spreizungswinkeländerung $\Delta\sigma$ wird angenommen, dass die Bewegung als Rotation um einen konstanten Wankpol mit der Höhe h_{wz} ausgeführt wird. In den Abbildungen 3.9 ist die relevante Geometrie zur Beschreibung der Radhubkinematik in der (\vec{e}_y, \vec{e}_z) -Ebene dargestellt. In den Abbildungen 3.9a und 3.9b ist die Geometrie in der Nulllage, in den Abbildungen 3.9c und 3.9d die Veränderung beim Einfedern des Rades abgebildet. Dabei stellt die Verbindung zwischen den Punkten B^σ und C^σ die Lenkachse mit der Länge L dar, der Punkt A^σ den Radmittelpunkt.

Die Herleitung der Spreizungswinkeländerung erfolgt für ein Rad, wobei auf den Index i verzichtet wird, da der resultierende Gleichungssatz sowie die benötigten Parameter durch die Berücksichtigung des Parameters $\lambda_{\circ,i}$ auf jedes Rad übertragen werden können².

² Prinzipiell würde jeder Parameter der Herleitung einen Index i benötigen.



(a) Linke Fahrzeugseite, Nulllage, mit $\lambda_{o,i} = 1$, Variablen mit Index \square_1 (b) Rechte Fahrzeugseite, Nulllage, mit $\lambda_{o,i} = -1$, Variablen mit Index \square_r



(c) Linke Fahrzeugseite, eingefedert, mit $\lambda_{o,i} = 1$

(d) Rechte Fahrzeugseite, ausgefedert, mit $\lambda_{o,i} = -1$

Abbildung 3.9: Radhubkinematik in der (\vec{e}_y, \vec{e}_z) -Ebene. In blau markiert sind die Geometrie-Variablen der Radaufhängung; in rot, die kinematikbeeinflussenden Größen.

Mit den getroffenen Annahmen bleiben die Abstände $|\vec{r}_{\square}^{\sigma}|$ der Punkte A^{σ} , B^{σ} und C^{σ} zum Wankzentrum konstant, wodurch die konstante euklidische Norm der Ortsvektoren aus den Komponenten in (\vec{e}_y) - und (\vec{e}_z) -Richtung gebildet werden zu

$$|\vec{r}_A^{\sigma}| = \sqrt{(A_y^{\sigma})^2 + (A_z^{\sigma})^2}, \quad (3.61a)$$

$$|\vec{r}_B^{\sigma}| = \sqrt{(B_y^{\sigma})^2 + (B_z^{\sigma})^2} \quad (3.61b)$$

und

$$|\vec{r}_C^{\sigma}| = \sqrt{(C_y^{\sigma})^2 + (C_z^{\sigma})^2}. \quad (3.61c)$$

Mit den in den Abbildungen 3.9 aufgeführten Parametern werden die Komponenten der Beträge der Ortsvektoren $|\vec{r}_{\square}^{\sigma}|$ sowie der symmetriebestimmenden Variable $\lambda_{\circ,i}$ definiert zu

$$A_y^{\sigma} = \lambda_{\circ,i} l_T, \quad (3.62a)$$

$$A_z^{\sigma} = h_{wz} - r^{\text{wd}} \cos(\gamma_0), \quad (3.62b)$$

$$B_y^{\sigma} = \lambda_{\circ,i} l_b, \quad (3.62c)$$

$$B_z^{\sigma} = A_z^{\sigma}, \quad (3.62d)$$

$$C_y^{\sigma} = B_y^{\sigma} - \lambda_{\circ,i} L \sin(\sigma_0) \quad (3.62e)$$

und

$$C_z^{\sigma} = B_z^{\sigma} + L \cos(\sigma_0). \quad (3.62f)$$

Die Winkel $\tilde{\kappa}_{\square}^{\sigma}$ zwischen den Ortsvektoren und der negativen (\vec{e}_z)-Achse werden über die Beziehungen

$$\tilde{\kappa}_A^{\sigma} = \arccos\left(\frac{|A_z^{\sigma}|}{|\vec{r}_A^{\sigma}|}\right), \quad (3.63a)$$

$$\tilde{\kappa}_B^{\sigma} = \arccos\left(\frac{|B_z^{\sigma}|}{|\vec{r}_B^{\sigma}|}\right) \quad (3.63b)$$

und

$$\tilde{\kappa}_C^{\sigma} = \arccos\left(\frac{|C_z^{\sigma}|}{|\vec{r}_C^{\sigma}|}\right) \quad (3.63c)$$

bestimmt. Die Änderung dieser Winkel $\Delta\tilde{\kappa}^{\sigma}$ wird durch den Radhub $x_{z,i}^{\text{wd}}$ und den Fahrzeughub z des Fahrzeugaufbaus beeinflusst. Beides ist durch die Modellgleichungen zur Beschreibung der vertikalen Dynamik gegeben, siehe Modellgleichung 3.4 und 3.5. Die Änderung der Winkel $\tilde{\kappa}_A^{\sigma}$, $\tilde{\kappa}_B^{\sigma}$ und $\tilde{\kappa}_C^{\sigma}$ wird bestimmt durch

$$\Delta\tilde{\kappa}^{\sigma} = \arccos\left(\frac{A_z^{\sigma} - x_{z,i}^{\text{wd}} + z}{|\vec{r}_A^{\sigma}|}\right) - \tilde{\kappa}_{\square}^{\sigma}. \quad (3.64)$$

Dies stellt die Winkeländerung gegenüber der Nulllage dar. Diese Winkeländerung ist in den Abbildungen 3.9c und 3.9d dargestellt.

Die gesuchte Spreizungswinkeländerung $\Delta\sigma$ durch Radhub $x_{z,i}^{\text{wd}}$, Wankbewegung θ und Fahrzeughub z resultiert schließlich zu

$$\Delta\sigma = \arctan\left(\frac{|\vec{r}_B^{\sigma}| \cdot \sin(\tilde{\kappa}_B^{\sigma} + \Delta\tilde{\kappa}^{\sigma}) - |\vec{r}_C^{\sigma}| \cdot \sin(\tilde{\kappa}_C^{\sigma} + \Delta\tilde{\kappa}^{\sigma})}{-|\vec{r}_B^{\sigma}| \cdot \cos(\tilde{\kappa}_B^{\sigma} + \Delta\tilde{\kappa}^{\sigma}) + |\vec{r}_C^{\sigma}| \cdot \cos(\tilde{\kappa}_C^{\sigma} + \Delta\tilde{\kappa}^{\sigma})}\right) - \sigma_0 - \lambda_{\circ,i}\theta. \quad (3.65)$$

Die vollständige Herleitung ist in Anhang A.3 aufgeführt.

Nachlaufwinkeländerung $\Delta\tau$

Die Nachlaufwinkeländerung $\Delta\tau$ wird analog zur Spreizungswinkeländerung als Rotation um einen Drehpol beschreiben, wobei ein achsenspezifischer Längspol mit der Höhe $h_{1,v}$ bzw. $h_{1,h}$ angenommen wird. Das Nickzentrum mit der Höhe h_{nz} resultiert aus dem Schnittpunkt zweier Geraden durch die Reifenaufstandspunkte und die angenommenen Längspole von Vorder- und Hinterachse. Durch die geometrischen Randbedingungen eines PKW, Abstand zwischen Vorder- und Hinterachse relativ gegenüber Abstand linkes zu rechtes Rad sehr hoch, würde ein Längspol im gleichen Punkt wie das Nickzentrum zwar dem optimierten Nickverhalten genügen, allerdings wäre die Kinematik der Radaufhängung sehr steif und eine Änderung würde nur durch hohe Werte der verbleibenden Parameter resultieren. Zur optimalen Auslegung der Radaufhängung wird deshalb je ein Längspol für die Vorder- und Hinterachse eingeführt. Die Höhe des Längspols ist wie die Wankzentrumshöhe konstant.

Die Herleitung der Nachlaufwinkeländerung erfolgt ebenfalls für ein Rad und es wird wieder auf den Index i verzichtet, da der resultierende Gleichungssatz sowie die benötigten Parameter durch die Berücksichtigung des Parameters $\lambda_{\bullet,i}$ auf jedes Rad übertragen werden können.

Damit die betrachteten geometrischen Größen des Fahrwerks virtuell und unabhängig von den Maßen des Fahrzeugaufbaus bleiben, wird die Länge $l_{a,v}$ bzw. $l_{a,h}$ als Abstand zwischen dem Punkt A^τ und den Längspolen der jeweiligen Achse definiert. Die verbleibenden Parameter sind in der Abbildung 3.10 dargestellt, wobei die Geometrie für die Berechnung der Nachlaufwinkeländerung gezeigt wird.

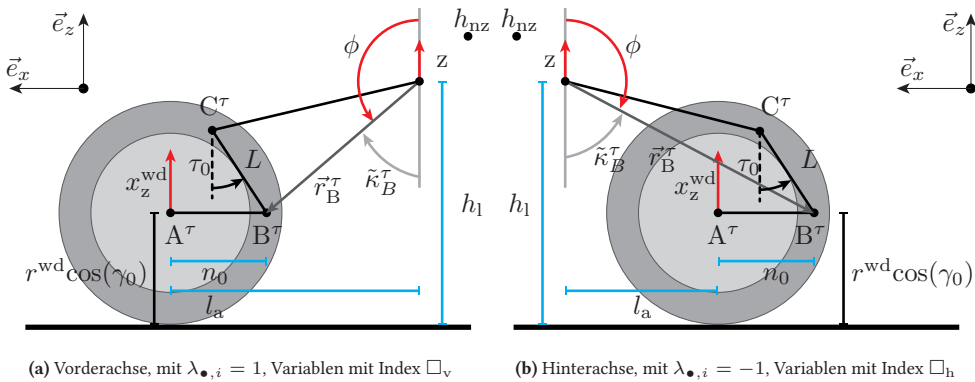


Abbildung 3.10: Radhubkinematik in der (\vec{e}_x, \vec{e}_z) -Ebene. In blau markiert sind die Geometrie-Variablen der Radaufhängung; in rot, die kinematikbeeinflussenden Größen. Ein- und Ausfederwege verhalten sich analog zu Abbildung 3.9.

Im Folgenden wird die Bestimmung der Nachlaufwinkeländerung $\Delta\tau$ vorgestellt. Analog zur Bestimmung der Spreizungswinkeländerung werden die Abstände $|\vec{r}_\square^\tau|$ zwischen dem

Längspol und den Punkten A^τ , B^τ und C^τ bestimmt zu

$$|\vec{r}_A^\tau| = \sqrt{(A_x^\tau)^2 + (A_z^\tau)^2}, \quad (3.66a)$$

$$|\vec{r}_B^\tau| = \sqrt{(B_x^\tau)^2 + (B_z^\tau)^2} \quad (3.66b)$$

und

$$|\vec{r}_C^\tau| = \sqrt{(C_x^\tau)^2 + (C_z^\tau)^2}. \quad (3.66c)$$

Mit den in den Abbildungen 3.10 aufgeführten Parametern werden die Komponenten der Beträge der Ortsvektoren sowie der symmetriebestimmenden Variable $\lambda_{\bullet,i}$ definiert zu

$$A_x^\tau = \lambda_{\bullet,i} \cdot l_a, \quad (3.67a)$$

$$A_z^\tau = h_l - r^{\text{wd}} \cdot \cos(\gamma_0), \quad (3.67b)$$

$$B_x^\tau = A_x^\tau + n_0, \quad (3.67c)$$

$$B_z^\tau = A_z^\tau, \quad (3.67d)$$

$$C_x^\tau = B_x^\tau - L \cdot \sin(\tau_0) \quad (3.67e)$$

und

$$C_z^\tau = B_z^\tau + L \cdot \cos(\tau_0). \quad (3.67f)$$

Die Winkel $\tilde{\kappa}_\square^\tau$ zwischen den Ortsvektoren $|\vec{r}_\square^\tau|$ und der negativen (\vec{e}_z)-Achse werden über die Gleichungen

$$\tilde{\kappa}_A^\tau = \arccos\left(\frac{|A_z^\tau|}{|\vec{r}_A^\tau|}\right), \quad (3.68a)$$

$$\tilde{\kappa}_B^\tau = \arccos\left(\frac{|B_z^\tau|}{|\vec{r}_B^\tau|}\right) \quad (3.68b)$$

und

$$\tilde{\kappa}_C^\tau = \arccos\left(\frac{|C_z^\tau|}{|\vec{r}_C^\tau|}\right) \quad (3.68c)$$

bestimmt.

Die Änderung dieser Winkel $\Delta\tilde{\kappa}^\tau$ wird durch den Radhub $x_{z,i}^{\text{wd}}$ und den Fahrzeughub z des Fahrzeugaufbaus bestimmt, welche durch die Modellgleichungen 3.4 und 3.5 beschrieben werden. Die Änderung der Winkel $\tilde{\kappa}_A^\tau$, $\tilde{\kappa}_B^\tau$ und $\tilde{\kappa}_C^\tau$ wird bestimmt durch

$$\Delta\tilde{\kappa}^\tau = \arccos\left(\frac{A_z^\tau - x_{z,i}^{\text{wd}} + z}{|\vec{r}_A^\tau|}\right) - \tilde{\kappa}_\square^\tau. \quad (3.69)$$

Die gesuchte Nachlaufwinkeländerung $\Delta\tau$ durch Radhub $x_{z,i}^{\text{wd}}$, Nickbewegung ϕ und Fahrzeughub z resultiert schließlich zu

$$\Delta\tau = \arctan\left(\frac{\lambda_{\bullet,i} (|\vec{r}_B^\tau| \sin(\tilde{\kappa}_B^\tau + \Delta\tilde{\kappa}_A^\tau) - \lambda_{\bullet,i} |\vec{r}_C^\tau| \sin(\tilde{\kappa}_C^\tau + \lambda_{\bullet,i} \Delta\tilde{\kappa}_A^\tau))}{-|\vec{r}_B^\tau| \cos(\tilde{\kappa}_B^\tau + \lambda_{\bullet,i} \Delta\tilde{\kappa}_A^\tau) + |\vec{r}_C^\tau| \cos(\tilde{\kappa}_C^\tau + \lambda_{\bullet,i} \Delta\tilde{\kappa}_A^\tau)}\right) - \tau_0 + \lambda_{\bullet,i} \phi. \quad (3.70)$$

Die vollständige Herleitung ist in Anhang A.3 aufgeführt.

Sturzwinkeländerung $\Delta\gamma$

Die Sturzwinkeländerung $\Delta\gamma$ wird durch den Radhub beeinflusst. Durch die betrachtete Geometrie der Radaufhängung, siehe Abschnitt 3.4.2, resultiert ein direkter Einfluss der Spreizungswinkeländerung $\Delta\sigma$, wodurch $\Delta\gamma^1$ eine Sturzwinkeländerung nach

$$\Delta\gamma^1 = -\Delta\sigma \quad (3.71)$$

hervorruft. Der Radhub wird implizit durch die Sturzwinkeländerung auf den Sturz übertragen. Eine Veränderung des Spreizungswinkels kann abhängig von der konstruktiven Umsetzung sowohl zu einer Verringerung als auch zu einer Erhöhung des Sturzwinkels des Rades führen [Rei78].

Neben dem Sturzwinkel in Konstruktionslage γ_0 und der Änderung durch die Radlenkkine-
matik, siehe Abschnitt 3.4.2, bewirken anliegende Längs- und Querkräfte F_x und F_y in der
Reifenauflastfläche eine Änderung des Sturzwinkels. Diese Längs- und Querkräfte wir-
ken prinzipiell auch auf die Kinematik des Lenkwinkels [MW14], wobei allerdings durch die
Lenkwinkelregelung zunächst nur eine geringe Veränderung auf das Führungsverhalten zu
erwarten ist und deshalb diese Wirkung nicht modelliert wird.

Zusammenfassung

Mit den Änderungen des Spreizungs-, Nachlauf- und Sturzwinkels $\Delta\sigma$, $\Delta\tau$ bzw. $\Delta\gamma$ wird das
kinematische Verhalten der virtuellen Radaufhängung vollständig beschrieben. Das kinema-
tische Verhalten des Spreizungs- und Nachlaufwinkels wird durch die Gleichungen 3.65 und
3.70 bestimmt, es resultiert

$$\tau = \tau_0 + \Delta\tau \quad (3.72)$$

und

$$\sigma = \sigma_0 + \Delta\sigma. \quad (3.73)$$

Für den Sturzwinkel resultiert mit (3.60) und (3.71)

$$\gamma = \gamma_0 - \lambda_{o,i}\delta \cdot \tan(\tau) - \Delta\sigma. \quad (3.74)$$

Zusammen mit den Gleichungen der Radlenkkine-
matik (3.55) bis (3.58) ist das kinematische
Verhalten der Radaufhängung vollständig modelliert. In Tabelle 3.5 wird ein zusammenfas-
sender Überblick über die verwendeten kinematischen Kenngrößen, die Geometrie sowie
Einflussgrößen auf das White-Box-Modell des Fahrwerks eines Radmoduls gegeben.

Tabelle 3.5: Zusammenfassung der Parameter, Ein- und Ausgangsgrößen des White-Box-Fahrwerkmodells.

Variable	Benennung	Variable	Benennung
Konstanten		Kennwerte in Konstruktionslage	
r^{wd}	Radradius	τ_0	Nachlaufwinkel
h_{wz}	Höhe Wankzentrum	n_0	Nachlaufversatz
		σ_0	Spreizungswinkel
		$r_{\text{L},0}$	Lenkrollradius
		γ_0	Sturzwinkel
Eingangsgrößen		Ausgangsgrößen	
δ	Lenkwinkel	τ	Nachlaufwinkel
θ	Wankwinkel	n_{k}	Nachlaufstrecke
ϕ	Nickwinkel	σ	Spreizungswinkel
z	Fahrzeughub	r_{L}	Lenkrollradius
x_z^{wd}	Vertikale Radbewegung	r_{σ}	Spreizungsversatz
$F_{xy,i}$	Kräfte im Reifenaufstandspunkt	γ	Sturzwinkel
Geometrie der Radaufhängung			
$l_{\text{r,v}}, l_{\text{r,h}}$	Abstand SP Radaufstandspunkt	$h_{\text{l,v}}, h_{\text{l,h}}$	Höhe des Längspols
$l_{\text{b,v}}, l_{\text{b,h}}$	Abstand SP Federbeine	$L_{\text{v}}, L_{\text{h}}$	Länge der Lenkachse
$l_{\text{a,v}}, l_{\text{a,h}}$	Abstand LP Radaufhängung		

3.5 Radmodul-Modell

In diesem Abschnitt werden die Modellgleichungen zur Beschreibung der Radmodule diskutiert. Dabei wird sich auf die Beschreibung eines Radmoduls, hier vorne links ($i = 1$, $\square_1 = \square_{v1}$), beschränkt. Die gezeigten dynamischen Modelle der Lenkung und Raddrehzahl können auf die verbleibenden drei Räder $i = 2, 3, 4$ unter Beachtung der Vorzeichen übertragen werden.

Das Rad dreht sich mit dem Lenkwinkel δ relativ gegenüber dem Fahrzeugkoordinatensystem (\vec{e}_x, \vec{e}_y) im Radkoordinatensystem in der $(\vec{e}_{r,x}, \vec{e}_{r,y})$ -Ebene, siehe Abschnitt 3.1. Dabei dreht der Lenkwinkel um die senkrecht auf der Fahrbahn stehenden Hochachse $\vec{e}_{\delta,z}$. Störmomente die z. B. durch die Anbindung über die Lenker, bzw. die Hebelarme, des Fahrwerks hervorgerufen werden, wirken auf diese Hochachse und sind deshalb auf die Lenkachse zu projizieren, wodurch diese den gleichen Angriffspunkt wie das Lenkmoment des Elektromotors haben. Die Drehung des Rades ω erfolgt um die $\vec{e}_{r,y}$ -Achse in der $(\vec{e}_{r,x}, \vec{e}_{r,z})$ -Ebene.

3.5.1 Modellierung der Lenkungs dynamik

Das Lenkungsmodell besteht aus einer linearen Dynamik des Lenkwinkels δ mit der Eingangsgröße M_δ , das Drehmoment das der Lenkaktor erzeugt, sowie einem akkumulierten nichtlinearen Störgrößenterm $M_{\delta,d}$. Als Störgrößen werden diejenigen Größen gewählt, die maßgeblichen Einfluss auf das Lenkungssystem haben und dabei nicht nur die Regelungsgüte, sondern auch den Energieverbrauch beeinflussen. Dadurch wird eine Verbindung zwischen der Modellierung und der Optimierung der sekundären Ziele, durch die Fahrzeugführungsregelung, welche die Störgrößen ausregeln muss, und das Auslegungsverfahren, bei der Festlegung des kinematischen Verhaltens, hergestellt. In Tabelle 3.6 sind relevante Störgrößen zusammen mit der Wechselwirkung zur Fahrwerkskinematik und des Fahrzeugaufbaus aufgeführt.

Die akkumulierte Störgröße $M_{\delta,d}$ des Lenkungsmodells ist

$$\begin{aligned} M_{\delta,d} &= (M_{\delta,d,BM} + M_{\delta,d,AB} + M_{\delta,d,SA} + M_{\delta,d,RS}) \cos(\tau) \cos(\sigma) + M_{\delta,d,RL} \\ &= \mathcal{T}_3(M_{\delta,d,BM} + M_{\delta,d,AB} + M_{\delta,d,SA} + M_{\delta,d,RS}) + M_{\delta,d,RL}. \end{aligned} \quad (3.75)$$

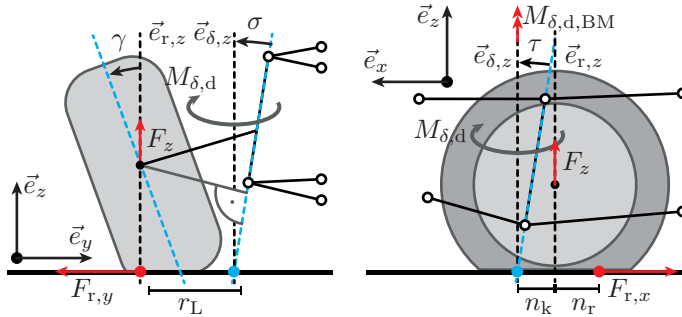
Die Transformation auf die geneigte Lenkachse erfolgt dabei durch

$$\mathcal{T}_3 = \cos(\tau) \cos(\sigma). \quad (3.76)$$

Der Versatz. bzw. die Hebelarme, zwischen der Hochachse im Rad $\vec{e}_{r,z}$ und der Lenkachse $\vec{e}_{\delta,z}$ erzeugen die verschiedenen Störgrößen, siehe Abbildung 3.11. Würde $\vec{e}_{r,z}$ und $\vec{e}_{\delta,z}$ exakt übereinanderliegen, hätten einige Störgrößen keinen Einfluss auf die Lenkungs dynamik. Die Transformation von $M_{\delta,d,RL}$ erfolgt direkt in der Definition der Störgröße, da diese Abweichend von den verbleibenden Störgrößen transformiert wird.

Tabelle 3.6: Übersicht über die anliegenden Störgrößen am Lenkungsaktor.

Variable	Wirkung durch	Wechselwirkung mit Fahrwerkskinematik
$M_{\delta,d,BM}$	Verformung der Reifenaufstandsfläche	Lenkwinkel δ , Reifengeschwindigkeit $ \mathbf{v}_{xy,i} $
$M_{\delta,d,AB}$	Anliegendes Antriebs- oder Bremsmoment M_δ	Lenkrollradius r_L
$M_{\delta,d,RS}$	Reifenaufstandskraft F_z	Radsturz γ
$M_{\delta,d,SA}$	Seitenführungskraft F_y	Konstruktiver Nachlauf n_k (+ Reifennachlauf n_r)
$M_{\delta,d,RL}$	Reifenaufstandskraft F_z	Spreizung σ , Störkrafthebelarm r_α

**Abbildung 3.11:** Abgebildet sind die relevanten Kräfte und Momente des Lenkungssystems sowie die Hebelarme und Transformationswinkel.

Wie in Abbildung 3.11 dargestellt, wirken die Drehmoment des Lenkungssystems um die gleiche Achse, wodurch die Differentialgleichung der Lenkungsdynamik definiert wird zu

$$0 = J_z^{\text{ld}}(t)\ddot{\delta} + d_\delta\dot{\delta} + M_\delta + M_{\delta,d}. \quad (3.77)$$

Hierbei wird ein zeitvariantes Trägheitsmoment $J_z^{\text{ld}}(t)$ des Rades um die Hochachse angenommen, da das Trägheitsmoment bezogen auf die Hochachse $\vec{e}_{r,z}$ durch die geneigte und verschobene Lenkachse abhängig von der Fahrwerkskinematik ist. Für den Regelungsentwurf kann das Trägheitsmoment als konstant angenommen werden (siehe z. B. [Hoe13]), allerdings sind über die Modellierung der Fahrwerkskinematik, siehe Abschnitt 3.4, die kinematischen Größen bekannt, wodurch mit dem gemessenen Lenkwinkel das zeitvariable Trägheitsmoment zur Laufzeit bestimmt werden und schließlich die Regelungsgüte verbessert werden kann³. Die Herleitung von $J_z^{\text{ld}}(t)$ ist in Anhang A.4 aufgeführt. Unabhängig von

³ Mit dem maximal für das Fahrzeug vorgesehenen Lenkwinkelbereich kann auch der Verlauf von $J_z^{\text{ld}}(t)$ berechnet und ein Mittelwert als Konstante für den Regelungsentwurf angenommen werden.

einer konkret betrachteten Verbindungsart der Lenkachse, wird angenommen, dass eine akkumulierte Dämpfung d_δ konstant wirkt [Yih05].

Das lineare Zustandsraummodell mit nichtlinearer akkumulierter Störgröße wird in Modellgleichung 3.6 zusammengefasst.

Modellgleichungen 3.6 (Lenkungs-dynamik)

Die Lenkungs-dynamik eines Radmoduls ist durch das Zustandsraummodell

$$\dot{\mathbf{x}}^{\text{ld}} = \begin{bmatrix} 0 & 1 \\ 0 & -d_\delta/J_z^{\text{ld}}(t) \end{bmatrix} \mathbf{x}^{\text{ld}} + \begin{pmatrix} 0 \\ 1/J_z^{\text{ld}}(t) \end{pmatrix} u^{\text{ld}} + \begin{pmatrix} 0 \\ 1/J_z^{\text{ld}}(t) \end{pmatrix} u_{\text{ext}}, \quad (3.78)$$

$$\mathbf{y}^{\text{ld}} = \begin{pmatrix} 1 & 0 \end{pmatrix} \mathbf{x}^{\text{ld}}$$

mit den Zustands-, Ein- und Störgrößen

$$\mathbf{x}^{\text{ld}} = \begin{pmatrix} \delta \\ \dot{\delta} \end{pmatrix}, \quad u^{\text{ld}} = M_\delta, \quad u_{\text{ext}} = M_{\delta,d} \quad (3.79)$$

gegeben.

Störgröße $M_{\delta,d,\text{BM}}$ - Bohrmoment

Das Bohrmoment $M_{\delta,d,\text{BM}}$ ist eine Störgröße, die entgegen der Lenkung um die Hochachse des Rades wirkt, solange die Reifenaufstandsfläche auf dem Untergrund haftet. Dabei steigt das Bohrmoment annähernd linear und beschreibt dadurch eine Torsionssteifigkeit. Das Bohrmoment erreicht bei ausschließlicher Gleiten der Reifenaufstandsfläche das maximale Rückstellmoment $M_{\delta,d,\text{BM},\text{max}}$. Infolge dieser Saturation beschreibt das Bohrmoment eine Hysteresekurve abhängig des Lenkwinkels, siehe Abbildung 3.12 [Ein10].

Das Bohrmoment beschreibt eine wesentliche Störgröße bei Lenkungs-bewegungen mit niedrigen Radgeschwindigkeiten, wie beispielsweise beim Parkieren mit $|\mathbf{v}_{xy,i}| \leq 1 \text{ m s}^{-1}$. Durch die beschriebene Hysterese ist anzunehmen, dass im erweiterten Lenkwinkelbereich, eine konstante Störgröße $M_{\delta,d,\text{BM},\text{max}}$ und in der Übergangsphase ein annähernd linearer Störterm kompensiert werden muss. Mit steigender rotatorischer Geschwindigkeit des Reifens verringert sich die Wirkung des Bohrmoments, da die Zeit des Reifen-Boden-Kontakts der Reifenaufstandsfläche verringert wird. Zur Beschreibung des Bohrmoments wird im Folgenden das Bohrmoment-Modell nach Van-der-Jagt verwendet [van00].

Das Bohrmoment $M_{\delta,d,\text{BM}}$ ist definiert zu

$$M_{\delta,d,\text{BM}} = K_\delta \kappa_{\text{MB}} \quad (3.80)$$

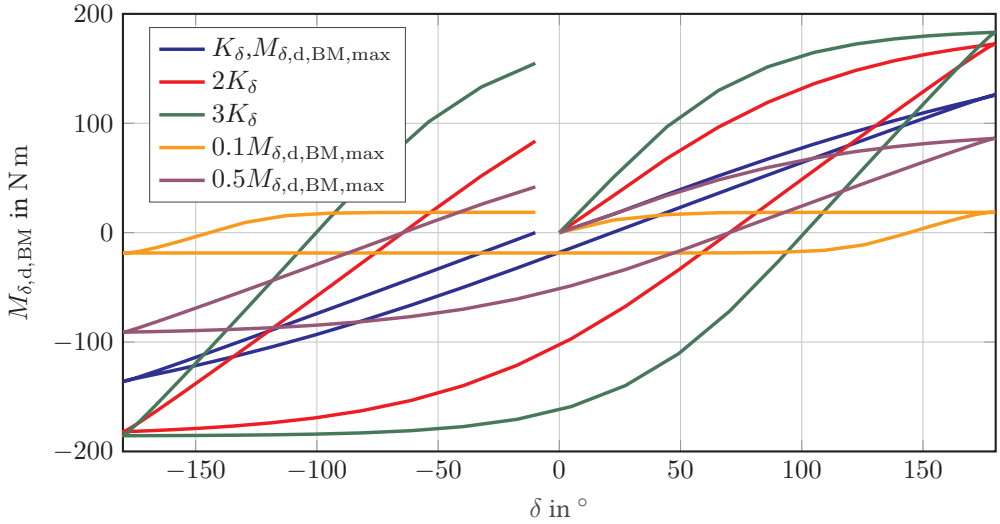


Abbildung 3.12: Verläufe des Bohrmoments für verschiedene Verstärkungen K_δ und maximale Rückstellmomente $M_{\delta,d,BM,max}$ in Abhängigkeit des Lenkwinkels. Der Verlauf der Hysterese wird durch die Parametrierung des Bohrmoment-Modells sowie die Reifenaufstandskraft beeinflusst.

wobei K_δ eine reifenaufstandskraftabhängige Steifigkeit darstellt und κ_{MB} die Verzerrung der Reifenaufstandsfläche beschreibt. Mit (3.80) wird das maximal wirkende Bohrmoment durch

$$M_{\delta,d,BM,max} = K_\delta \kappa_{MB,max} \quad (3.81)$$

beschrieben. Die an einem Prüfstand für einen spezifischen Reifen empirisch ermittelten Parameter K_δ und κ_{MB} werden durch

$$\begin{aligned} K_\delta &= \tilde{a}_2 \tilde{F}_{z,i}^2 + \tilde{a}_1 \tilde{F}_{z,i}, \\ M_{\delta,d,BM,max} &= \tilde{b}_2 \tilde{F}_{z,i}^2 + \tilde{b}_1 \tilde{F}_{z,i}, \end{aligned} \quad (3.82)$$

approximiert. Hierbei sind \tilde{a}_j und \tilde{b}_j mit $j = 1, 2$ Parameter die am Prüfstand bestimmt werden und $\tilde{F}_{z,i}$ die Reifenaufstandskraft in kN, $\tilde{F}_{z,i} = F_{z,i} \cdot 10^{-3}$.

Die Änderung der Verzerrung der Reifenaufstandsfläche κ_{MB} wird definiert zu

$$\dot{\kappa}_{MB} = \begin{cases} \dot{\delta}, & \text{wenn } \text{sgn}(\kappa_{MB}) \neq \text{sgn}(\delta) \\ \left(1 - \left| \frac{M_{\delta,d,BM}}{M_{\delta,d,BM,max}} \right|^{\tilde{c}_0}\right) \dot{\delta}, & \text{wenn } \text{sgn}(\kappa_{MB}) = \text{sgn}(\delta) \end{cases} \quad (3.83)$$

Wodurch mit Gleichung (3.80) und (3.81), die zeitliche Änderung des Bohrmoments $\dot{M}_{\delta,d, \text{BM}}$ mit

$$\dot{M}_{\delta,d, \text{BM}} = \begin{cases} K_{\delta} \dot{\delta}, & \text{wenn } \text{sgn}(M_{\delta,d, \text{BM}}) \neq \text{sgn}(\delta) \\ K_{\delta} \left(1 - \left| \frac{M_{\delta,d, \text{BM}}}{M_{\delta,d, \text{BM}, \text{max}}} \right|^{\tilde{c}_0} \right) \dot{\delta}, & \text{wenn } \text{sgn}(M_{\delta,d, \text{BM}}) = \text{sgn}(\delta) \end{cases} \quad (3.84)$$

folgt. Der Parameter \tilde{c}_0 wird zur Anpassung der Approximation des Bohrmomentenmodells an die Messergebnisse des Prüfstandversuchs verwendet.

Als Darstellung des verschwindenden Bohrmoments bei steigender Radgeschwindigkeit wird der lineare, geschwindigkeitsabhängige Faktor $k_{\text{MB}}(\mathbf{v}_{xy,i})$ eingeführt, der mit

$$k_{\text{MB}}(\mathbf{v}_{xy,i}) = \begin{cases} |\mathbf{v}_i|, & \text{wenn } 0 \text{ m s}^{-1} < |\mathbf{v}_{xy,i}| < 1 \text{ m s}^{-1} \\ 0, & \text{sonst} \end{cases} \quad (3.85)$$

in der Implementierung zum Bohrmoment multipliziert wird. Diese Rampenfunktion ist eine Annahme über das erwartete Verhalten des Bohrmoments. Dies ist allerdings nicht Teil dieser Arbeit und würde lediglich eine präzisere Modellierung begünstigen, aber strukturell keine Verbesserung hinsichtlich der Modellierung einer realitätsnahen Störgröße, die auf das Lenkungsmodell bei niedrigen Geschwindigkeiten wirken, erzielen, sondern lediglich eine quantitative Feinjustage darstellen.

Störgröße $M_{\delta,d, \text{AB}}$ - Antriebsmoment

Eine Antriebs- und Bremskraft $F_{r,x}$ im Reifenaufstandspunkt bewirkt über den Lenkrollradius r_L das Rückstellmoment $M_{\delta,d, \text{AB}}$ auf die Lenkachse [GU17]. Dieses, auch von der Anordnung der Bremse im Radmodul abhängige, Rückstellmoment wird hier mit der Annahme einer innenliegenden Bremse (siehe [PH13]) beschrieben als

$$M_{\delta,d, \text{AB}} = \vec{e}_{r,x} \mathcal{T}_2^{-1} \mathbf{F}_{xy,i} r_L. \quad (3.86)$$

Anzumerken ist, dass keine Bremse verwendet oder modelliert wird und das Rad dadurch nur mit dem Antriebsselektromotor (Radnaben, Radnah) gebremst wird. Dabei beschreibt \mathcal{T}_2 die Transformation der Kräfte im Fahrzeugkoordinatensystem in das Reifenkoordinatensystem nach Gleichung (3.2). Es wird allerdings nur die auf der $\vec{e}_{r,x}$ -Achse wirkende Kraft als Approximation der Antriebs- und Bremskraft im Reifenaufstandspunkt verwendet. Das Vorzeichen von r_L richtet ebenfalls das resultierende Drehmoment aus. Die relevanten Größen sind in Abbildung 3.11 aufgeführt.

Störgröße $M_{\delta,d, \text{SA}}$ - Rückstellmoment

Das Rückstellmoment $M_{\delta,d, \text{SA}}$ wird maßgeblich durch die anliegende Seitenführungskraft $F_{r,y}$ hervorgerufen und skaliert proportional mit dem Gesamtnachlauf bestehend aus konstruktivem Nachlauf n_k und Reifennachlauf n_r . Mit dem konstruktivem Nachlauf n_k wird

beim konventionellen Fahrzeug das Rückstellen des Rades nach dem Lenken zur Unterstützung des Fahrers eingestellt. Im Kontext des betrachteten Fahrzeugs wirkt dieses Rückstellmoment allerdings nicht in allen Fällen positiv auf das Soll-Lenkverhalten, weshalb es zunächst als Störgröße und damit als Verlustgröße betrachtet wird.

Die Seitenführungskraft $F_{r,y}$ resultiert auch aus der konstanten Schräglaufsteifigkeit k_α des Rades und dem Schräglaufwinkel κ_y zu

$$F_{r,y} = k_\alpha \kappa_y, \quad (3.87)$$

wodurch das Rückstellmoment

$$M_{\delta,d,SA} = k_\alpha \kappa_y (n_k + n_r) = F_{r,y} (n_k + n_r) \quad (3.88)$$

resultiert. Dieses vereinfachte Modell der Seitenführungskraft ist zur Darstellung des Störmoments zielführend, da die realitätsnahe Seitenführungskraft durch das Black-Box-Reifenmodell zur Beeinflussung des Fahrzeugverhaltens verwendet wird, siehe Abschnitt 3.6. Die relevanten Größen sind in Abbildung 3.11 aufgeführt.

Störgröße $M_{\delta,d,RS}$ - Radsturz

Wird das Rad durch einen Sturzwinkel γ geneigt, resultiert durch eine Profilstollendeformation beim Rollen des Rades eine Seitenführungskraft die im Reifenaufstandspunkt angreift. Diese weitere Seitenführungskraftkomponente erzielt analog zum Rückstellmoment aus dem vorangegangenen Abschnitt das Rückstellmoment $M_{\delta,d,RS}$, das abhängig vom Sturzwinkel ist [PH13]. Die durch den Sturz erzielte Seitenkraft $F_{y,\gamma}$ ist gegeben durch

$$F_{y,\gamma} = k_\gamma (F_z) \gamma. \quad (3.89)$$

Diese Seitenführungskraftkomponente ist abhängig von der Sturzseitenkraftsteifigkeit k_γ , die wiederum von der Reifencharakteristik und der Reifenaufstandskraft F_z abhängig ist. Basierend auf den Reifenkennwerten wird für $k_\gamma (F_z)$ ein Kennfeld hinterlegt, das den Parameter k_γ abhängig von F_z einstellt. Die Störgröße $M_{\delta,d,RS}$ wird schließlich durch

$$M_{\delta,d,RS} = k_\gamma (F_z) \gamma n_k \quad (3.90)$$

gebildet und ist damit proportional zur Nachlaufstrecke n_k sowie dem Sturzwinkel γ . Die relevanten Größen sind in Abbildung 3.11 aufgeführt.

Störgröße $M_{\delta,d,RL}$ - Reifenaufstandskraft

Eine weitere Störgröße $M_{\delta,d,RL}$ wird durch die anliegende Reifenaufstandskraft F_z am Rad erzeugt. Hierbei steht die virtuelle Lenkachse des Fahrwerks im allgemeinen nicht senkrecht

zur Fahrbahn und führt nicht durch den Radaufstandspunkt, wodurch abhängig vom Störkrafthebelarm r_α und dem konstruktiven Nachlauf n_k die Reifenaufstandskraft ein Rückstellmoment um die $\vec{e}_{\delta,z}$ -Achse erzeugt. Die Interaktion zwischen der Fahrwerkskinematik und der Radaufstandskraft ist in Abbildung 3.11 dargestellt.

Ausgehend von den geometrischen Beziehungen wird die Wirkung der Reifenaufstandskraft $F_{z,i}$ über den konstruktiven Nachlauf n_k und den Störkrafthebelarm r_α auf die Lenkachse projiziert. Es resultiert

$$M_{\delta,d,RL} = F_{z,i}(n_k \sin(\sigma) \cos(\tau) + r_\alpha \cos(\sigma) \sin(\tau)), \quad (3.91)$$

mit dem Störkrafthebelarm

$$r_\alpha = \frac{1}{\cos(\sigma) + \sin(\sigma) \tan(\sigma)} (r^{\text{wd}} \sin(\gamma) + r_L + r^{\text{wd}} \cos(\gamma) \tan(\sigma)) \quad (3.92)$$

und dem Reifenradius r^{wd} . Die vollständige Herleitung des Störkrafthebelarms r_α ist in [Z.18] aufgeführt.

3.5.2 Modellierung der Raddrehzahldynamik

Analog zum Lenkungsmodell besteht das Raddrehzahlmodell aus einer linearen Dynamik der Raddrehzahl ω mit der Eingangsgröße M_ω , das Drehmoment das der Antriebsaktor erzeugt, sowie einem akkumulierten nichtlinearen Störgrößenterm $M_{\omega,d}$. Als Störgrößen werden diejenigen Größen gewählt, die maßgeblichen Einfluss auf das Raddrehzahlssystem haben und dabei nicht nur die Regelungsgüte, sondern auch den Energieverbrauch beeinflussen. Dadurch werden weitere Schnittstellen der Modellierung hergestellt, die zur Optimierung der sekundären Ziele benötigt werden. Die Störgrößen um die $\vec{e}_{r,y}$ -Drehachse des Antriebssystems wirken in der Reifenaufstandsfläche und erzeugen dadurch das Störmoment $M_{\omega,d}$ über den dynamischen Radradius r_{dyn} auf das Raddrehzahlssystem. Mit den Störkräften $F_{\omega,d}$ in der Reifenaufstandsfläche resultiert

$$M_{\omega,d} = \left(\sum F_{\omega,d} \right) r_{\text{dyn}}. \quad (3.93)$$

Der dynamische Radradius wird für das Raddrehzahlmodell sowie das vereinfachte Reifenmodell allerdings als konstant angenommen, $r_{\text{dyn}} = r^{\text{wd}}$. Eine detailliertere Modellierung würde den Radradius durch die Verformung des Reifens in der $\vec{e}_{r,z}$ -Achse durch die Reifenaufstandskraft als zeitvarianten Parameter darstellen. In Tabelle 3.7 sind die Störgrößen zusammen mit der Wechselwirkung zur Fahrwerkskinematik und des Fahrzeugaufbaus aufgeführt.

Wie in Abbildung 3.11 dargestellt, wirken die Antriebs- und Störmomente über den Radradius im Reifenmittelpunkt, wodurch die Differentialgleichung der Raddrehzahldynamik definiert wird zu

$$0 = J_y^{\text{wd}} \dot{\omega} + M_\omega + M_{\omega,d}. \quad (3.94)$$

Tabelle 3.7: Übersicht über die anliegenden Störgrößen am Raddrehzahlsystem.

Variable	Wirkung durch	Wechselwirkungen
$M_{\omega,d,SA}$	Antriebskraft $F_{x,i}$	Reifenradius r^{wd}
$M_{\omega,d,RW}$	Reifen-Fahrbahn-Kontakt	Rollwiderstandsbeiwert k_{ω} , Reifenaufstandskraft $F_{z,i}$

Hierbei wird ein konstantes Trägheitsmoment J_y^{wd} des Rades um die $\vec{e}_{r,y}$ -Achse angenommen (siehe z. B. [Hoe13]). Modellgleichung 3.7 definiert Zustands- und Eingangsgrößen dieses Systems.

Modellgleichungen 3.7 (Raddrehzahldynamik)

Die Raddrehzahldynamik eines Radmoduls wird als lineare Differentialgleichung

$$\begin{aligned} \dot{x}^{wd} &= \frac{1}{J_y^{wd}} u^{wd} + \frac{1}{J_y^{wd}} u_{ext} \\ y^{wd} &= x^{wd} \end{aligned} \quad (3.95)$$

mit den Zustands-, Ein- und Störgrößen

$$x^{wd} = \omega, \quad u^{wd} = M_{\omega}, \quad u_{ext} = M_{\omega,d} \quad (3.96)$$

beschrieben.

Störgröße $M_{\omega,d,SA}$ - Rückwirkendes Drehmoment

Analog zum Rückstellmoment des Lenkungssystems erzeugt eine anliegende longitudinale Antriebskraft in der Reifenaufstandsfläche ein rückwirkendes Drehmoment $M_{\omega,d,SA}$ um die Antriebsachse. Dieses Rückstellmoment ist proportional zum Reifenradius r^{wd} , wodurch das Rückstellmoment

$$\begin{aligned} M_{\omega,d,SA} &= r^{wd} \vec{e}_{r,x} \mathcal{T}_2^{-1} \mathbf{F}_{xy,i} \\ &= r^{wd} (\cos(\delta) F_{x,i} + \sin(\delta) F_{y,i}) \end{aligned} \quad (3.97)$$

resultiert, das wesentlich durch die in der Reifenaufstandsfläche anliegenden Reifenkräfte $\mathbf{F}_{xy,i}$ beeinflusst wird.

Störgröße $M_{\omega,d,RW}$ - Rollwiderstand

Als Rollwiderstand des Reifens wird hier der Walkwiderstand des Reifens verstanden. Dieser Walkwiderstand beschreibt 80%-95% des gesamten Rollwiderstandes [EG17]. Beeinflusst wird

der Walkwiderstand durch den Reifeninnendruck $\tilde{\rho}^{\text{wd}}$, der als konstant angenommen wird, die Reifenaufstandskraft F_z sowie die Radumfangsgeschwindigkeit $|\mathbf{v}_{xy,i}| = \omega r^{\text{wd}}$ [EG17]. Beim Abrollen des Rades auf der Straße verformen sich Reifen und Straßenbelag, wobei durch die elastische Verformung des Reifens eine Energieübertragung stattfindet die als Verlustterm des Antriebssystems betrachtet wird [EG17]. Mit steigender Umfangsgeschwindigkeit $|\mathbf{v}_{xy,i}|$ des Rades erhöhen sich die Energieverluste.

Das Verhalten eines Modells einer detaillierten physikalischen Modellierung des Walkwiderstands beschreibt eine Hysterese. In dieser Arbeit wird der Rollwiderstand des Rades mit einem geschwindigkeitsabhängigen Widerstandsbeiwert $k_\omega |\mathbf{v}_{xy,i}|$ modelliert. Der Widerstandsbeiwert wird beschrieben durch

$$k_\omega |\mathbf{v}_{xy,i}| = k_{\omega,0} + k_{\omega,1} \left(\frac{|\mathbf{v}_{xy,i}|}{100 \text{ km h}^{-1}} \right) + k_{\omega,4} \left(\frac{|\mathbf{v}_{xy,i}|}{100 \text{ km h}^{-1}} \right)^4 \quad (3.98)$$

und approximiert den Mittelwert des Rollwiderstandsbeiwertes [Uil07]. Die in dieser Arbeit verwendeten Parameter werden in [B.18] bestimmt.

Mit den Gleichungen (3.93) und (3.98) wird das Verlustmoment $M_{\omega,d,RW}$ zu

$$M_{\omega,d,RW} = F_{z,i} k_\omega (\mathbf{v}_{xy,i}) r^{\text{wd}} \quad (3.99)$$

bestimmt.

3.6 Reifenmodelle

Die Reifen übertragen anliegende Drehmomente durch die Lenk- und Antriebsaktoren an den Rädern als Kräfte in der Reifenaufstandsfläche \mathbf{F}_{xy} auf die Straße und erzielen dadurch die Bewegung des gesamten Fahrzeugs. Bei der Modellierung des Reifenverhaltens ist die Anwendung entscheidend. Detaillierte MKS- oder FEM-Modellen bilden physikalische Zusammenhänge des Reifens umfangreich ab und können dadurch beispielsweise das Schlupfverhalten in der Reifenaufstandsfläche durch die Berechnung der Verformung des Gummis realitätsnah abbilden [Hoe13]. Zur Approximation der übertragenen Kräfte und der Schlupfschätzung bilden empirische Modelle durch algebraische und trigonometrische Funktionen das Reifenverhalten basierend auf einen am Prüfstand ermittelten Parametersatz für einen bestimmten Betriebsbereich des Reifens hinsichtlich der Anforderung ausreichend ab [Hoe13]. Solche Modelle, wie das häufig verwendete *Magic Formula Tyre Model* (MFT) nach Pacejka [Pac12], haben gegenüber MKS- und FEM-Modellen einen geringeren Rechenaufwand und werden deshalb beispielsweise in Regelungsanwendungen eingesetzt. Mit dem Ziel die Bewegung des Fahrzeugs möglichst realitätsnahe abzubilden und andererseits eine Regelungskaskade zu entwickeln welche auf ein Entwurfsmodell zurückgreift, das dieses realitätsnahe Fahrzeugverhalten auch ausreichend abbildet, werden zwei Reifenmodelle benötigt. Mit dem Schwerpunkt der Darstellung der Fahrzeugbewegung werden keine MKS- oder FEM-Modelle verwendet.

Zunächst ist dies das empirisch ermittelte Black-Box-Reifenmodell Delft MF-Tyre ([TAS19], [Del13]). Dieses Reifenmodell wird direkt in Matlab&Simulink eingebettet und greift auf eine standardisierte *.tir-Reifendatei zurück, welche am Prüfstand ermittelte Parameter für einen speziellen Reifentyp enthält. Ein entscheidender Vorteil ist die Abbildung des Reifenverhaltens im Frequenzbereich bis 100 Hz wodurch neben der geschwindigkeitsabhängigen Darstellung des dynamischen Verhaltens des Fahrzeugs Einparkmanöver realitätsnah simuliert werden und der Einfluss des Reifens auf den Fahrkomfort berücksichtigt werden kann. Dieses Modell wird zur Validierung und Regelungsparametrierung verwendet und ist deshalb Bestandteil des detaillierten Modells.

Das vereinfachte Reifenmodell basiert auf dem MFT, wobei ein isotropes Reifenverhalten angenommen wird, wodurch für den Längs- und Querschlupf κ_{xy} qualitativ der gleiche physikalische Zusammenhang angenommen wird. Diese Beschreibung des Schlupfs wird bereits in [Ore05b] und [Kno09] für das 4WD4WS modelliert.

3.6.1 Magic Formula Tyre Model [Pac12]

Das empirische MFT stellt den Zusammenhang der Kraft-Schlupf-Beziehung, wie in den Abbildungen 3.13 dargestellt, über das Schlupfverhalten des Reifens her [Kno09]. Beim isotropen Reifenmodell wird der Schlupf in den fahrzeugfesten \vec{e}_x - und \vec{e}_y -Achsen gleichartig definiert zu

$$\kappa_{xy,i} = \kappa_{x,i}\vec{e}_x + \kappa_{y,i}\vec{e}_y, \quad (3.100)$$

mit

$$\kappa_{xy} = \left(\kappa_{xy,1}^\top \quad \kappa_{xy,2}^\top \quad \kappa_{xy,3}^\top \quad \kappa_{xy,4}^\top \right)^\top \quad (3.101)$$

$$= \left(\kappa_{x,1} \quad \kappa_{y,1} \quad \kappa_{x,2} \quad \kappa_{y,2} \quad \kappa_{x,3} \quad \kappa_{y,3} \quad \kappa_{x,4} \quad \kappa_{y,4} \right)^\top, \quad (3.102)$$

wobei $\kappa_{x,i}$ der Längsschlupf (Umfangsschlupf) und $\kappa_{y,i}$ der Querschlupf (Schräglaufwinkel) ist. Der Zusammenhang zwischen dem Schlupf im radfesten Koordinatensystem zur Raddrehzahl ω sowie der translatorischen Geschwindigkeit des Reifens $\mathbf{v}_{xy,i}$ nach Gleichung (3.103) beschreibt die Verformung der Reifenaufstandsfläche.

$$\kappa_{xy,i} = \frac{1}{|\mathbf{v}_{xy,i}|} \left(r^{\text{wd}}\omega\vec{e}_{r,x} - \mathbf{v}_{xy,i} \right) \quad (3.103)$$

Mit der Transformation \mathcal{T}_2^{-1} aus (3.2) wird der Schlupf im fahrzeugfesten Koordinatensystem zu

$$\kappa_{xy,i} = \frac{1}{|\mathbf{v}_i|} \left((r^{\text{wd}}\omega_i \cos(\delta_i) - v_{x,i}) \vec{e}_x + (r^{\text{wd}}\omega_i \sin(\delta_i) - v_{y,i}) \vec{e}_y \right) \quad (3.104)$$

bestimmt. Gleichung (3.104) stellt durch die Singularität bei $|\mathbf{v}_i| = 0 \text{ m s}^{-1}$ kein geeignetes Modell zur geschwindigkeitsunabhängigen Simulation dar. Allerdings wird durch die isotrope Beschreibung ein invertierbares Modell aufgestellt, das bereits für den Reglerentwurf bei $\mathbf{v}_{xy,i} \gg 0 \text{ m s}^{-1}$ in [Mos16] und [Ore06] angewendet wird.

Die maximal übertragbare Reifenkraft $F_{\max,i}$, siehe Abbildung 3.13a, wird mit dem Schlupf $\kappa_{xy,i}$ zusammen mit der Reifenaufstandskraft $F_{z,i}$ bestimmt. Mit den konstanten Reifenparametern Degressivitätsfaktor $k_{d,i}$ und der nominalen Radaufstandskraft $F_{z,0,i}$ sowie dem Haftbeiwert der Straße μ_i resultiert

$$F_{\max,i} = \mu_i F_{z,i} \left(1 + k_{d,i} \frac{F_{z,0,i} - F_{z,i}}{F_{z,0,i}} \right). \quad (3.105)$$

Die auf die Straße übertragene Kraft wird zusammen mit zwei weiteren konstanten Reifenparametern C_i und B_i zu

$$\mathbf{F}_{xy,i} = F_{\max,i} \sin \left(C_i \arctan \left(B_i \frac{|\kappa_{xy,i}|}{\mu_i} \right) \right) \frac{\kappa_{xy,i}}{|\kappa_{xy,i}|} \quad (3.106)$$

bestimmt, wobei diese Gleichung nur zwischen den Stellen der Extremwerte $\pm F_{\max}$ betrachtet wird. Ein Vorteil der streng monoton steigenden Funktion ist die Invertierbarkeit [Kno09], wodurch der Reifenschlupf als Funktion der Reifenaufstandskräfte bestimmt wird zu

$$\kappa_{xy,i} = \frac{\mu_i}{B_i} \tan \left(\frac{1}{C_i} \arcsin \left(\frac{|\mathbf{F}_{xy,i}|}{F_{\max,i}} \right) \right) \frac{\mathbf{F}_{xy,i}}{|\mathbf{F}_{xy,i}|}. \quad (3.107)$$

Der Reifenschlupf stellt den Übergang zwischen dem Haften und Gleiten des Reifens auf der Fahrbahn dar, wobei ein zunehmender Reifenschlupf einen zunehmend gleitenden Teil der Reifenaufstandsfläche beschreibt. Wird die maximal übertragbare Kraft $F_{\max,i}$ erreicht, gleitet der Reifen vollständig auf der Fahrbahn wodurch die Fahrstabilität gefährdet wird. Dieser Zusammenhang wird über den Kammschen Kreis dargestellt, der in Abbildung 3.13b aufgeführt ist. Das Kraftschlusspotential η_i eines Reifens stellt den Zusammenhang zwischen der wirkenden Kraft $|\mathbf{F}_{xy,i}|$ und der maximal übertragbaren Reifenkraft $F_{\max,i}$ in der Reifenaufstandsfläche dar, wobei für $\eta_i = 1$ vollständiges Gleiten der Reifenaufstandsfläche eintritt. Dieser Zusammenhang wird über

$$\eta_i = \frac{|\mathbf{F}_{xy,i}|}{F_{\max,i}} \leq 1 \quad (3.108)$$

definiert.

Die Parameter des MFT werden aus der Reifendatei des detaillierten Modells entnommen, wodurch die Parametrierung beider verwendeter Reifenmodelle auf dem gleichen Parametersatz beruhen.

3.6.2 Delft MF-Tyre

Das Delft MF-Tyre Reifenmodell (MF-Tyre) ist eine Hochfrequenzerweiterung (bis 100 Hz) der Reifenmodellgleichungen aus [Pac12] sowie einiger algorithmischer Erweiterungen, genannt MF-Tyre [TAS19]. Das MF-Tyre erweitert die Funktionen zur Analyse des Fahrkom-

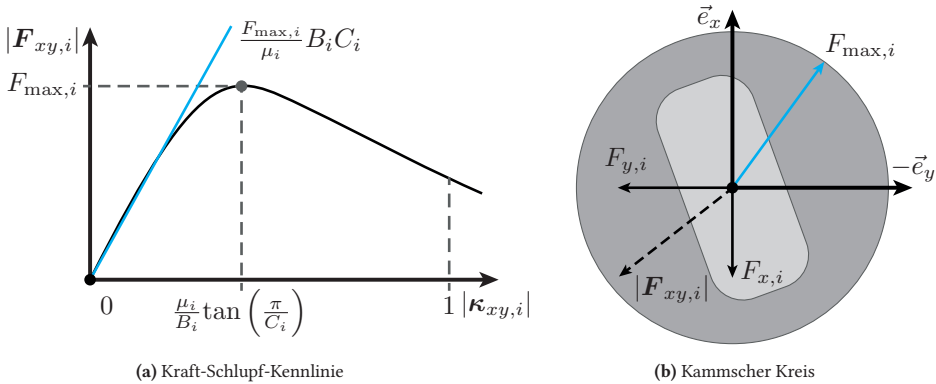


Abbildung 3.13: Kraft-Schlupf-Zusammenhänge und Konzept des Kammschen Kreises des *Magic Formula Tyre Models*.

forts, den Einfluss der Straße sowie Vibrationsuntersuchungen und ein Reifengurtdynamik-Modell. Durch diesen Ansatz wird ein Reifenmodell erstellt, mit dem die relevanten fahrdynamischen Simulationen durchgeführt werden können. Wobei für diese Arbeit die Möglichkeit zur Verwendung in Parkszenarien sowie die Abbildung der durch den Sturzwinkel wirkende Seitenführungskraft entscheidende Auswahlkriterien zur Verwendung in der detaillierten Modellierung sind. Durch die Struktur der Matlab&Simulink-Implementierung sowie geeigneter Schnittstellen zum Fahrwerk, siehe Abbildung 3.2, und dem Lenkungs- und Antriebssystem wird dieses Reifenmodell als Teil des detaillierten Fahrzeugmodells zur Regler-Parametrierung, Simulation sowie der Topologie-Optimierung verwendet. Dabei erlaubt der modulare Aufbau eine Anpassung des Modells und der Detailtiefe an das technische Problem. Sowohl das MFT als auch MF-Tyre Reifenmodelle werden unter Verwendung zahlreicher Messungen und Experimente entwickelt und umfassend validiert [TAS19]. Typische weitere Anwendungsbereiche für MF-Tyre sind die Analyse des Fahrzeugkomforts, die Analyse der Federungsvibrationen, die Entwicklung von Fahrzeugsteuerungs- und Fahrassistenzsystemen sowie die Analyse des Fahrverhaltens und der Stabilität.

Analog zum MFT sind die Eingangsgrößen der MF-Tyre-Black-Box die Raddrehzahl ω , aus der Raddrehzahldynamik, die translatorische Radgeschwindigkeit $v_{xy,i}$, bestimmt über die Rad-Fahrzeug-Kopplung und die Reifenaufstandskraft F_z , aus dem Vertikaldynamikmodell. Als zusätzliche Eingangsgrößen werden die Änderung des Lenkwinkels $\dot{\delta}$, aus der Lenkungs-dynamik und der Sturzwinkel γ , bestimmt durch die Fahrwerks-Kinematik, ergänzt. Relevante Ausgangsgrößen sind die auf die Straße übertragenen Kräfte $\mathbf{F}_{xy,i}$, die Schlupfwerte $\kappa_{xy,i}$ sowie der Reifennachlauf n_r , der beispielsweise für das Rückstellmoment $M_{\delta,d,SA}$, siehe Gleichung (3.88) benötigt wird.

Die Schnittstellen des MF-Tyre sind zusammenfassend in Abbildung 3.14 abgebildet.

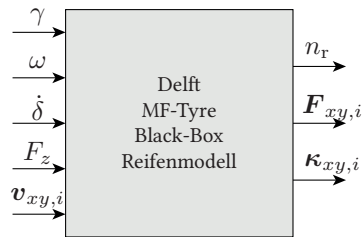


Abbildung 3.14: Schnittstellen des Delft MF-Tyre Reifenmodells.

3.7 Zusammenfassung

Mit der in diesem Kapitel vorgestellten Modellierung wurden die relevanten physikalischen Eigenschaften, über die Rückstellmomente der Lenkung- und Raddrehzahldynamik in der Reifenaufstandsfläche, mit der Kinematik des Fahrwerks gekoppelt. Im Fokus steht dabei der Entwurf eines White-Box-Fahrwerkmodells, das über virtuelle Lenker und Drehpole die Kinematik des Rades so abbildet, dass über die Verwendung der Lenkerlängen und Drehpolhöhen sowie die Vorgabe der Wank- und Nickzentrumshöhe das Verhalten der Kinematik bestimmt werden kann und dabei aufgestellte Anforderungen so erfüllt werden, dass eine konkrete mechanische Konstruktion des Fahrwerks dieses Verhalten nachbilden könnte.

Damit das detaillierte Modell des Fahrzeugs in den Black-Box-Simulation als adäquates Modell eines realitätsnahen radselektiv angesteuerten Fahrzeugs verwendet werden kann, sind validierte Modelle aus der Literatur so ergänzt und erweitert worden, dass eine Horizontal- und Vertikaldynamik zusammen mit dem Fahrwerks-Modell sowie der Rad- und Reifendynamik ohne Einschränkungen des Betriebsbereichs des Fahrzeugs das Gesamtsystemverhalten abbilden.

4 Kaskadierte, durchgängige und optimale Fahrzeugführungsregelung

In diesem Kapitel werden die Methoden und Algorithmen einer kaskadierten, durchgängigen und optimalen Fahrzeugführungsregelung entworfen. Das Blockschaltbild der Regelungsarchitektur ist in Abbildung 4.1 zusammen mit einer Übersicht über die Abschnitte und deren Themen dieses Kapitels dargestellt. Dieses Kapitel ist so strukturiert, dass die Regelungen beginnend von der obersten Ebene bis zur untersten Ebene der Regelung vorgestellt werden.

Die präsentierte Fahrzeugführungsregelung wird zur Ansteuerung des detaillierten Modells, siehe Kapitel 3, des betrachteten Fahrzeugkonzepts innerhalb der Black-Box-Simulation des Auslegungsverfahrens verwendet. Grundlegende Idee dabei ist, dass die Fahrzeugführungsregelung ein Nominalmodell optimal, in dieser Arbeit hinsichtlich der Kraftschlussausnutzung sowie des Energieverbrauchs ansteuert, wodurch die Wechselwirkungen zwischen Auslegung des Fahrwerks und Ansteuerung des Fahrzeugs in den Black-Box-Simulationen des Auslegungsverfahrens erzielt werden. Damit die Aussagekraft der Ergebnisse des Auslegungsverfahrens unabhängig vom betrachteten Betriebsbereich des Fahrzeugs erhalten bleiben, wird die Regelungsarchitektur so entworfen, dass eine automatisierte Regelung des Fahrzeugs entlang einer Referenztrajektorie unabhängig von dem Betrag der Referenzgeschwindigkeit erfolgt, wodurch nicht nur Fahrten mit $|\mathbf{v}^{\text{hd}}| > 2 \text{ m s}^{-1}$ gegenüber beispielsweise [Hoe13], [Eck15] und [Mos16] ermöglicht werden.

Die präsentierten Trajektorienfolgeregelungen unterscheiden sich von den Methoden aus [Ore06], [Kno09], [Hoe13], [Eck15], [Rei16] und [Sch17] dadurch, dass auf der obersten Ebene der Regelungskaskade eine Positionsregelung das Fahrzeug ansteuert und kein Fahrer betrachtet wird. Ebenfalls unterscheidet sich das verwendete Entwurfsmodell, bzw. dessen Ausgangsgrößen, als Grundlage des Entwurfs der flachen Vorsteuerung zur Geschwindigkeitsfolgeregelung, was in diesem Kapitel gezeigt wird. Gegenüber dem Stand der Technik wird das der Stellgrößenverteilung zugrundeliegende Optimierungsproblem aus [Mos16] um einen nicht-linearen Term erweitert. Analog zu [Ore06], [Mos16] und [Rei16] wird die maximale Kraftschlussausnutzung zur Fahrsicherheitssteigerung minimiert. Dabei wird wie in [Rei16] eine Mehrzieloptimierung angestrebt, wobei in dieser Arbeit die Verlustenergien der Elektromotoren sowie die Schlupf- und Reibungsverluste der Räder betrachtet werden¹. Dabei wird die Minimierung der Verlustenergie und die Minimierung der maximalen Kraftschlussausnutzung über eine Gleichung zur Laufzeit, eine Erweiterung von [Mos16], bestimmt und nicht

¹ In [Rei16] werden die Schräglaufwinkel $\kappa_{y,i}$ und die Längskräfte $F_{x,i}$ minimiert.

wie in [Rei16] als Optimierungsproblem zur Laufzeit gelöst. Bei der Bestimmung der Referenzlenkwinkel und -raddrehzahlen der Radmodule werden die Ergebnisse der Stellgrößenverteilung und die Soll-Geschwindigkeitsinformation der Trajektorienfolgeregelungen verwendet, wodurch beispielsweise gegenüber den Methoden aus [Ore06], [Hoe13] und [Rei16] eine Singularität vermieden und die optimalen Referenzkräfte aus der Stellgrößenverteilung geschwindigkeitsunabhängig berücksichtigt werden.

Die Trajektorienfolgeregelungen führen das Fahrzeug entlang einer Referenztrajektorie $\mathbf{x}_{\text{ref}}^{\text{p}}$ für die Position und die Orientierung sowie $\mathbf{x}_{\text{ref}}^{\text{hd}}$ für die Geschwindigkeiten. Die Referenztrajektorien werden in der Trajektorienplanung, die kein Teil dieser Arbeit ist, des Fahrzeugs bestimmt. Es wird angenommen, dass für alle betrachteten Simulationen optimale Referenz-Trajektorien der Fahrzeugführungsregelung vorgegeben werden können und diese manöverübergreifend stetig differenzierbar sind. Eine H_{∞} -Regelung zur Positions- und eine flachheitsbasierte PI-Trajektorienfolgeregelung zur Geschwindigkeitsfolge werden in Abschnitt 4.1 präsentiert ([R.17], [SRH20]). Grundlage ist das Entwurfsmodell aus Kapitel 3, die Ausgangsgröße ist die virtuelle Stellgröße $\mathbf{u}_{\text{ref}}^{\text{hd}}$ auf den Fahrzeugschwerpunkt.

Die Stellgrößenverteilung (CA) ermittelt in der zweiten Kaskade der Regelung die Referenzkräfte in der Reifenaufstandsfläche $\mathbf{F}_{xy,\text{ref}}$. Hierbei erfolgt eine Erweiterung der optimalen, analytischen Verteilung aus [Mos16] mit einem linearen Term im Gütemaß. Die analytische Lösungsmethode wird so erweitert, dass neben der optimalen Kraftschlussausnutzung die Verlustenergie minimiert wird [SMH20].

Zur Bestimmung der Referenzlenkwinkel δ_{ref} und -drehzahlen ω_{ref} folgt auf die Stellgrößenverteilung die Radmodul-Führungsgrößenbestimmung der Radmodule ([Z.19], [W.20b]). Eine modellprädiktive Struktur ermöglicht das Berücksichtigen der Dynamiken der unterlagerten Aktoren sowie die Beschränkung der Eingangs- und Zustandsgrößen. Das Gütemaß gewichtet mit zwei zeitvarianten Matrizen einen Folgeterm zur translatorischen Geschwindigkeitsfolgeregelung der Räder $\mathbf{v}_{xy,\text{ref}}$ unter der Schlupfberücksichtigung gegenüber einer Referenzkraftfolge basierend auf den Referenzgrößen $\mathbf{F}_{xy,\text{ref}}$ der Stellgrößenverteilung.

Auf der untersten Ebene der Regelungsarchitektur erfolgt die Regelung der Lenkwinkel- und Raddrehzahlen. Als Ausgangsgrößen werden die Schnittstellen zu den Elektromotoren, die Soll Drehmomente $\mathbf{M}_{\delta,\text{ref}}$ und $\mathbf{M}_{\omega,\text{ref}}$ bestimmt. Wie im Kapitel 3 gezeigt, wirken die relevanten Störgrößen in der Reifenaufstandsfläche und sind mit dem kinematischen Fahrwerksverhalten verknüpft. Damit auf den überlagerten Ebenen der Kaskade der Modellfehler vernachlässigt werden kann, sind diese Störgrößen durch die unterlagerten Regelungen zu kompensieren. Dies erfolgt durch einen *High-Gain*-Luenberger-Beobachter. Zur Lenkwinkelregelung entsteht dadurch ein lineares Teilsystem, wodurch der Lenkwinkel über einen Riccati-Optimalregler mit Vorsteuerung der Referenzgröße folgt. Die Drehzahlregelung erfolgt durch einen PI-Regler.

Der Entwurf der Regelungen basiert auf dem Entwurfsmodell aus Abbildung 3.1. Parametrierung und Validierung werden am detaillierten Modell, siehe Abbildung 3.2, in der Simulation durchgeführt. Die Implementierung erfolgt in Matlab&Simulink, Optimierungen über die Toolbox YALMIP. Die Parametrierung der Regelungen ist in Anhang B.1 aufgelistet.

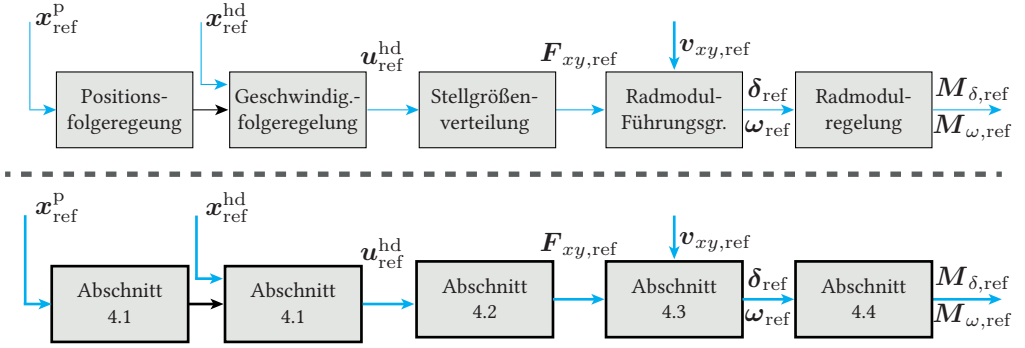


Abbildung 4.1: Regelungsmethoden und -algorithmen zur kaskadierten Fahrzeugführungsregelung. Die zentralen Signale werden in blau hervorgehoben.

4.1 Trajektorienfolgeregelungen

Die Aufgabe der Trajektorienfolgeregelungen ist es, das Fahrzeug entlang einer Referenztrajektorie im globalen Koordinatensystem mit den Referenzgeschwindigkeiten und -beschleunigungen im Fahrzeugkoordinatensystem zu bewegen und dabei die Regelfehler zu minimieren. Die Referenztrajektorien bestehen aus Referenz-Positionen und Orientierung $\mathbf{x}_{\text{ref}}^p$ sowie Referenz-Geschwindigkeiten $\mathbf{x}_{\text{ref}}^{\text{hd}}$ und -Beschleunigungen $\dot{\mathbf{x}}_{\text{ref}}^{\text{hd}}$. Es wird eine Zwei-Freiheitsgrade-Geschwindigkeits-Trajektorienfolgeregelung und eine H_∞ -Positionstrajektorienfolgeregelung verwendet.

Flachheitsbasierte Vorsteuerung

Die Flachheit der Dynamik des Modells 3.2 wird in [Ore05a] und [WM12] gezeigt, wobei die Zustandsgrößen \mathbf{x}^{hd} und die Eingangsgrößen \mathbf{u}^{hd} durch die Ausgangsgröße

$$\tilde{\mathbf{y}}^{\text{hd}} = \begin{pmatrix} \sqrt{(x_1^{\text{hd}})^2 + (x_2^{\text{hd}})^2} \\ \arctan\left(\frac{x_2^{\text{hd}}}{x_1^{\text{hd}}}\right) \\ x_3^{\text{hd}} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} |\mathbf{v}^{\text{hd}}| \\ \beta \\ \dot{\psi} \end{pmatrix} \quad (4.1)$$

ausgedrückt werden. Für die in dieser Arbeit verwendete Ausgangsgröße $\mathbf{y}^{\text{hd}} = \mathbf{x}^{\text{hd}}$ der Horizontaldynamik als nichtlineares eingangsaffines System resultiert die Vorsteuerung basierend auf der Referenztrajektorie zu

$$\mathbf{u}_{\text{ff}}^{\text{hd}} = \left(\mathbf{B}^{\text{hd}}\right)^{-1} \left(\dot{\mathbf{x}}_{\text{ref}}^{\text{hd}} - \mathbf{f}^{\text{hd}}(\tilde{\mathbf{x}}_{\text{ref}}^{\text{hd}})\right) = \begin{pmatrix} m^{\text{hd}} \left(\dot{\hat{x}}_{\text{ref},1}^{\text{hd}} - \tilde{\hat{x}}_{\text{ref},2}^{\text{hd}} \tilde{\hat{x}}_{\text{ref},3}^{\text{hd}} \right) \\ m^{\text{hd}} \left(\dot{\hat{x}}_{\text{ref},2}^{\text{hd}} + \tilde{\hat{x}}_{\text{ref},1}^{\text{hd}} \tilde{\hat{x}}_{\text{ref},3}^{\text{hd}} \right) \\ J_z^{\text{hd}} \dot{\hat{x}}_{\text{ref},3}^{\text{hd}} \end{pmatrix}, \quad (4.2)$$

mit der Systemmatrix $f^{\text{hd}}(\cdot)$ und der Eingangsmatrix B^{hd} aus Modell 3.2. Gegenüber den Vorsteuerungen aus [Ore06], [Kno09] und [WM12] wird der Schwimmwinkel β nicht berücksichtigt. Während diese abgeleitete Größe, siehe Gleichung (4.1), bei konventionellen Fahrzeugen als Indikator für die Fahrstabilität betrachtet wird, verliert der Schwimmwinkel seine Aussagekraft bei einem 4WD4WS, da Schwimmwinkel $\beta \neq 0$ auftreten können ohne das das Fahrzeug eine Gierbewegung ausführt und dabei weder zum Über- noch zum Untersteuern des Fahrzeugs führt. Die Bewegungsrichtung kann mit hohen Schwimmwinkeln β , gegenüber zu erwartenden Winkeln eines konventionellen Fahrzeugs, zur Längsachse mit dem Fahrzeugkonzept ausgeführt werden. Ebenfalls entfällt ein Algorithmus zur Schwimmwinkelschätzung aus den Beschleunigungs-Messwerten $(a_{x,\text{ist}}, a_{y,\text{ist}})$, wie es typischerweise in konventionellen Fahrzeugen verwendet wird.

PI-Geschwindigkeitsfolgeregelung

Damit das Fahrzeug der Geschwindigkeitstrajektorie folgt, wird die gemessene Geschwindigkeit rückgekoppelt und über den Soll-Istwert-Vergleich ein Regelungssignal erzeugt, das über einen PI-Regler den Regelfehler minimiert. Dadurch, dass bei der Modellinversion nur die Horizontaldynamik des Fahrzeugs berücksichtigt wird und die Annahme getroffen wurde, dass die unterlagerten Regelkreise ideales Verhalten, relativ geringe Zeitkonstanten gegenüber der überlagerten Regelung, haben, verbleibt eine unbekannte Modellunsicherheit. Durch die gewählte PI-Struktur werden diese Modellunsicherheiten ausgeglichen und das Folgen der Trajektorie gesichert. Das Regelgesetz $u_{\text{fb}}^{\text{hd}}$ der Rückkopplung ist

$$u_{\text{fb}}^{\text{hd}} = (B^{\text{hd}})^{-1} \left(R_{\text{P}}^{\text{hd}} (\tilde{x}_{\text{ref}}^{\text{hd}} - x_{\text{ist}}^{\text{hd}}) + R_{\text{I}}^{\text{hd}} \int (\tilde{x}_{\text{ref}}^{\text{hd}} - x_{\text{ist}}^{\text{hd}}) dt \right). \quad (4.3)$$

Die beiden Matrizen $R_{\text{P}}^{\text{hd}} = \text{diag}(r_{\text{P},1} \ r_{\text{P},2} \ r_{\text{P},3})$ und $R_{\text{I}}^{\text{hd}} = \text{diag}(r_{\text{I},1} \ r_{\text{I},2} \ r_{\text{I},3})$ enthalten konstante Tuning-Parameter.

Zwei-Freiheitsgrade-Geschwindigkeits-Trajektorienfolgeregelung

Die resultierende Zwei-Freiheitsgrade-Geschwindigkeitsfolgeregelung besteht aus der Vorsteuerung (4.2) zur Invertierung des Systemverhaltens durch $u_{\text{ff}}^{\text{hd}}$ und der PI-Folgeregelung (4.3) mit der Stellgröße $u_{\text{fb}}^{\text{hd}}$ durch Rückkopplung der Messwerte $x_{\text{ist}}^{\text{hd}}$, wodurch der Trajektorie gefolgt und unbekannte Modellunsicherheiten kompensiert werden. Das Resultat sind die Referenzkräfte und das Referenzdrehmoment auf den Schwerpunkt

$$u_{\text{ref}}^{\text{hd}} = u_{\text{ff}}^{\text{hd}} + u_{\text{fb}}^{\text{hd}} = \begin{pmatrix} F_{x,\text{ref}} \\ F_{y,\text{ref}} \\ M_{z,\text{ref}} \end{pmatrix}. \quad (4.4)$$

Wird das Steuersignal $\mathbf{u}_{\text{ref}}^{\text{hd}}$ in das Modell der Horizontaldynamik 3.2 eingesetzt, resultiert das Übertragungsverhalten der Kaskade zur Geschwindigkeitsfolgeregelung zu

$$\mathbf{H}(s) = \begin{pmatrix} H_1(s) & 0 & 0 \\ 0 & H_2(s) & 0 \\ 0 & 0 & H_3(s) \end{pmatrix}, \quad (4.5)$$

mit

$$H_i(s) = \frac{r_{\text{P},i}s + r_{\text{I},i}}{s^2 + r_{\text{P},i}s + r_{\text{I},i}}, \quad \forall i = 1, 2, 3. \quad (4.6)$$

Unter der Annahme, dass das Fahrzeug holonom ist, können die Systemzustände exakt Entkoppelt werden, siehe Gleichung Gleichung (4.5). Ebenfalls verdeutlicht die entkoppelte Darstellung des Geschwindigkeitsregelkreises sowie die Trennung zwischen dem kinematischen Fahrzeugverhalten und dem Einfluss der Reifen auf die Kraftübertragung, beispielsweise durch Berücksichtigung des Schlupfs, wie sie in der Modelldarstellung konventioneller Fahrzeuge, z. B. durch Einspurmodelle [LL19], verwendet wird, diesen Charakter. Als Resultat können die translatorischen Geschwindigkeiten des Fahrzeugaufbaus unabhängig von der Gierrate geregelt werden. Die Abstimmung der Regelungs-Parameter erfolgt durch Versuche in der Simulation.

H_∞ -Positionstrajektorienfolgeregelung

Auf der obersten Ebene der Regelungskaskade erfolgt die Positionsfolgeregelung. Diese Aufgabe resultiert aus der Betrachtung einer automatisierten Fahrzeugführung, in der kein Fahrer betrachtet wird. Diese Regelungskaskade minimiert den Positionsregelfehler entlang der Trajektorie, was beispielsweise beim Parkieren eine entscheidende Rolle spielt. Als erstes Element der kaskadierten Regelung ist bei einem modellbasierten Regelungsentwurf die verbleibende Dynamik der nachfolgenden Regelkreise zu beachten. Die Regelfehlerkorrektur der Position erfolgt durch einen Offset $\Delta \mathbf{x}_{\text{ref}}^{\text{hd}}$ zur Geschwindigkeitstrajektorie nach

$$\tilde{\mathbf{x}}_{\text{ref}}^{\text{hd}} = \mathbf{x}_{\text{ref}}^{\text{hd}} + \Delta \mathbf{x}_{\text{ref}}^{\text{hd}}. \quad (4.7)$$

Als zu berücksichtigende Dynamik wird Gleichung (4.5) betrachtet. Weiterhin verbleiben akkumulierte unbekannte Modellunsicherheiten und Positions-Messfehler auf dieser Regelungsebene. Um diese Unsicherheiten abzuschätzen und gleichzeitig eine relativ konservative Anpassung der Geschwindigkeitstrajektorie mit $\Delta \mathbf{x}_{\text{ref}}^{\text{hd}}$ auszuführen wird der Entwurf einer H_∞ -Positionstrajektorienfolgeregelung durch die *Normalized Coprime Factor Synthesis* [KE89] durchgeführt. Hierbei werden in einer iterativen Reglersynthese die beiden Gewichtungsmatrizen \mathbf{M}_I und \mathbf{M}_O so festgelegt, das ein passendes Fahrzeugverhalten durch die kaskadierten Regelkreise entsteht. Die Reglersynthese erfolgt deshalb mit der vollständigen Regelungskaskade sowie der vollständigen Modellierung, da hier entscheidende Modellunsicherheiten auf das gesamte Fahrzeugverhalten wirken. Weitere Informationen zum

Entwurfsprozess sind in [Kwa93] und [R.17] erläutert, Experimente mit Sensorrauschen der Positionsbestimmung werden in [SRH20] durchgeführt.

Die Gewichtungsmatrizen können stabile, phasenminimale lineare zeitinvariante Systeme (LZI) sein. Um Kreuzkopplungen zu vermeiden, werden die Gewichtungsmatrizen als Diagonalmatrizen nach

$$\mathbf{M}_I = \begin{pmatrix} m_{x,I} & 0 & 0 \\ 0 & m_{y,I} & 0 \\ 0 & 0 & m_{\psi,I} \end{pmatrix}, \quad \mathbf{M}_O = \begin{pmatrix} m_{x,O} & 0 & 0 \\ 0 & m_{y,O} & 0 \\ 0 & 0 & m_{\psi,O} \end{pmatrix} \quad (4.8)$$

definiert, wobei die Elemente der Matrizen die Parameter des Reglerentwurfs sind. Der offline synthetisierte und parametrisierte H_∞ -Regler erzielt die Reglerverstärkungsmatrix $\mathbf{R}_\infty(s)$, siehe Anhang B.1.1.

Als Eingangsgröße der Regelung wird der Positions-Regelfehler im fahrzeugfesten Koordinatensystem $e^{p,hd}$ verwendet, weshalb der Positions-Regelfehler im globalen Koordinatensystem $e^p = \mathbf{x}_{ref}^p - \mathbf{x}_{ist}^p$ vor dem H_∞ -Regler in das fahrzeugfeste Koordinatensystem durch

$$e^{p,hd} = \mathcal{T}_1^{-1} e^p \quad (4.9)$$

mit \mathcal{T}_1^{-1} aus Gleichung (3.1) transformiert wird.

Eine weitere Anpassung ist die Berücksichtigung der Ableitung des Referenzgeschwindigkeitsoffsets $\dot{\Delta} \mathbf{x}_{ref}^{hd}$. Dadurch, dass die Referenz-Beschleunigungstrajektorie $\dot{\mathbf{x}}_{ref}^{hd}$ zur Vorsteuerung des flachheitsbasierten Ansatzes verwendet wird, muss diese Referenztrajektorie ebenfalls angepasst werden. Es resultiert

$$\dot{\mathbf{x}}_{ref}^{hd} = \dot{\mathbf{x}}_{ref}^{hd} + \dot{\Delta} \mathbf{x}_{ref}^{hd}. \quad (4.10)$$

Das Blockschaltbild zur Trajektorienfolgeregelung ist in Abbildung 4.2 dargestellt und fasst die angewandten Methoden zusammen. Die Parametrierung der Regelungen ist in Anhang B.1 aufgelistet.

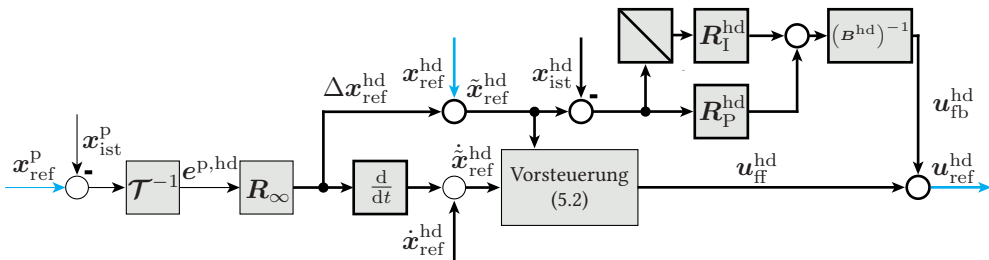


Abbildung 4.2: Blockschaltbild der Trajektorienfolgeregelungen.

4.2 Energieoptimale Stellgrößenverteilung

Der in diesem Abschnitt vorgestellte Algorithmus verteilt die virtuellen Stellgrößen der Geschwindigkeitstrajektorienfolgeregelung $\mathbf{u}_{\text{ref}}^{\text{hd}}$ auf die Effektoren in den Reifenaufstandsflächen $\mathbf{F}_{xy,\text{ref}}$ der Radmodule. Die zu verteilende virtuelle Stellgröße wird in diesem Abschnitt mit $\boldsymbol{\nu}_{\text{ref}} = \mathbf{u}_{\text{ref}}^{\text{hd}}$ bezeichnet, da das vorgestellte Entwurfsverfahren der Stellgrößenverteilung auf andere Problembeschreibungen übertragen werden kann. Die Kräfte in der Reifenaufstandsfläche werden dazu äquivalent als Effektoren $\mathbf{u}_{\text{ref}} = \mathbf{F}_{xy,\text{ref}}$ bezeichnet. Das primäre (Optimierungs-)Ziel des Algorithmus ist die fehlerfreie Verteilung der virtuellen Stellgröße $\boldsymbol{\nu}_{\text{ref}}$, d. h. die Kräfte in der Reifenaufstandsfläche \mathbf{u}_{ref} erzeugen immer exakt die Kräfte und Momente im Fahrzeugschwerpunkt, vgl. Gleichung (3.29).

Als sekundäres Optimierungsziel der Stellgrößenverteilung wird die Minimierung des Energieverbrauchs der Radmodule angestrebt. Analog zu [Ore06] und [Mos16] wird die Verbesserung der Fahrsicherheit durch Maximierung des Kraftschlusspotentials in der Stellgrößenverteilung berücksichtigt. Es resultiert ein Algorithmus, welcher gewichtet beide Ziele gleichzeitig optimiert.

Der vorgestellte Algorithmus erweitert das grundlegende Optimierungsproblem aus [Mos16] mit einem linearen Term im Gütemaß. Die analytische Lösung dafür wird im Folgenden hergeleitet. Für die Gewichtungsmatrizen \mathbf{W} und \mathbf{w} der resultierenden zeitvarianten und arbeitspunktabhängigen Lösung wird ein Entwurfsalgorithmus zur Integration der sekundären Optimierungsziele vorgestellt. Basierend darauf wird neben der optimalen Kraftschlussausnutzung, siehe Gleichung (3.108), der Energieverbrauch durch Berücksichtigung der Verlustenergie der Motoren sowie der Schlupf- und Reibungsverluste der Reifen abgeschätzt und mit den Gewichtungsmatrizen verknüpft, siehe dazu Abschnitt 5.3.2. Die Berücksichtigung der Kraftschlussausnutzung ist eine weiche Nebenbedingung bei der Referenzkraftverteilung, da durch die Gewichtungsmatrizen die maximal möglichen Reifenaufstandskräfte berücksichtigt werden. Eine harte Beschränkung bei der Verteilung wird nicht betrachtet. Es wird angenommen, dass die arbeitspunktabhängige Radlast \mathbf{F}_z geschätzt werden kann und dadurch den Algorithmen zur Verfügung steht [Reu11].

4.2.1 Lösungsmethode mit der Pseudoinversen

Das Ziel dieser Lösungsmethode ist die Bestimmung einer Lösung des unterbestimmten Gleichungssystems aus Modellgleichung (3.3), mit der linearen Kopplungsmatrix \mathbf{G} , jetzt gegeben als

$$\boldsymbol{\nu}_{\text{ref}} = \mathbf{G}\mathbf{u}_{\text{ref}}, \quad (4.11)$$

wobei $\boldsymbol{\nu}_{\text{ref}} = \mathbf{u}_{\text{ref}}^{\text{hd}}$ als virtuelle Führungsgröße gegeben ist und auf die Effektoren der Radmodule $\mathbf{u}_{\text{ref}} = \mathbf{F}_{xy,\text{ref}}$ verteilt werden soll. Die Stellgrößenverteilung wird aus der allgemeinen Lösung des unterbestimmten Gleichungssystems

$$\mathbf{u}_{\text{ref}} = \mathbf{G}^+ \boldsymbol{\nu}_{\text{ref}} + \mathbf{G}^\perp \tilde{\boldsymbol{\nu}}_{\text{ref}} \quad (4.12)$$

ermittelt. Hierbei wird die Moore-Penrose-Inverse \mathbf{G}^+ als Invertierung der Matrix \mathbf{G} mit

$$\mathbf{G}^+ = \mathbf{V}^{-1} \mathbf{G}^\top (\mathbf{G} \mathbf{V}^{-1} \mathbf{G}^\top)^{-1} \quad (4.13)$$

bestimmt, da die Kopplungsmatrizen in der Regel nicht quadratisch sind. Die Matrix \mathbf{V} ist frei wählbar, muss aber positiv definit sein. Als Koeffizienten der frei wählbaren Parameter $\tilde{\boldsymbol{\nu}}_{\text{ref}}$ werden linear unabhängige Vektoren des Kerns des Gleichungssystems zu

$$\mathbf{G}^\perp = \ker(\mathbf{G}) \quad (4.14)$$

zusammengefasst.

Die Freiheitsgrade der Lösung des Gleichungssystems, welche zur Verbesserung der Kraftschlussausnutzung und der Reduzierung des Energieverbrauchs durch die Kraftverteilung verwendet werden, entstehen durch die Parameter $\tilde{\boldsymbol{\nu}}_{\text{ref}}$, welche die Verteilung der Kräfte beeinflussen. Die virtuelle Führungsgröße $\boldsymbol{\nu}_{\text{ref}}$ wird unabhängig von $\tilde{\boldsymbol{\nu}}_{\text{ref}}$ immer exakt abgebildet. Der frei wählbare Vektor $\tilde{\boldsymbol{\nu}}_{\text{ref}}$ wird deshalb zur Optimierung der sekundären Ziele verwendet.

Die Lösung der Gleichung (4.11) erfolgt auch durch das Lösen des Optimierungsproblems mit dem Gütemaß

$$J_{\boldsymbol{\nu}_{\text{ref}}} = \mathbf{u}_{\text{ref}}^\top \mathbf{W}(t) \mathbf{u}_{\text{ref}} + \mathbf{w}^\top(t) \mathbf{u}_{\text{ref}} \quad (4.15)$$

unter der Nebenbedingung

$$\boldsymbol{\nu}_{\text{ref}} = \mathbf{G} \mathbf{u}_{\text{ref}}.$$

Ohne weitere Bedingungen wird so das Verteilungsproblem exakt gelöst und die Effektoren so bestimmt, dass das Gütemaß minimal wird. Die Gewichtungsfaktoren $\mathbf{W}(t)$ und $\mathbf{w}(t)$ sind zeitvariant und können so arbeitspunktabhängig die Verteilung der Effektoren beeinflussen.

Das Optimierungsproblem wird durch Substitution der Effektoren \mathbf{u}_{ref} mit (4.12) in (4.15) analytisch lösbar. Es resultiert

$$\begin{aligned} J_{\boldsymbol{\nu}_{\text{ref}}} &= \left(\mathbf{G}^+ \boldsymbol{\nu}_{\text{ref}} + \mathbf{G}^\perp \tilde{\boldsymbol{\nu}}_{\text{ref}} \right)^\top \mathbf{W}(t) \left(\mathbf{G}^+ \boldsymbol{\nu}_{\text{ref}} + \mathbf{G}^\perp \tilde{\boldsymbol{\nu}}_{\text{ref}} \right) \\ &\quad + \mathbf{w}^\top(t) \left(\mathbf{G}^+ \boldsymbol{\nu}_{\text{ref}} + \mathbf{G}^\perp \tilde{\boldsymbol{\nu}}_{\text{ref}} \right). \end{aligned} \quad (4.16)$$

Das Minimum an der Stelle $\tilde{\boldsymbol{\nu}}_{\text{ref},\text{min}}$ resultiert nach der Ableitung von (4.16) zu

$$\begin{aligned} \left. \frac{\partial J_{\boldsymbol{\nu}_{\text{ref}}}}{\partial \tilde{\boldsymbol{\nu}}_{\text{ref}}} \right|_{\tilde{\boldsymbol{\nu}}_{\text{ref},\text{min}}} &\stackrel{!}{=} \mathbf{0} \\ &= 2 \boldsymbol{\nu}_{\text{ref}}^\top (\mathbf{G}^+) \mathbf{W}(t) \mathbf{G}^\perp \\ &\quad + 2 \tilde{\boldsymbol{\nu}}_{\text{ref},\text{min}}^\top (\mathbf{G}^\perp)^\top \mathbf{W}(t) \mathbf{G}^\top + \mathbf{w}^\top(t) \mathbf{G}^\perp, \end{aligned} \quad (4.17)$$

wodurch nach dem Umstellen der Gleichung die gesuchte Größe $\tilde{\nu}_{\text{ref},\text{min}}$ zu

$$\begin{aligned} \tilde{\nu}_{\text{ref},\text{min}} = & - \left[\left(\mathbf{G}^\perp \right)^\top \mathbf{W}(t) \mathbf{G}^\perp \right]^{-1} \\ & \cdot \left[\left(\mathbf{G}^\perp \right)^\top \mathbf{W}(t) \mathbf{G}^+ \nu_{\text{ref}} + \frac{1}{2} \left(\mathbf{G}^\perp \right)^\top \mathbf{w}^\top(t) \right] \end{aligned} \quad (4.18)$$

resultiert. Diese Lösung ist gültig, solange $\mathbf{W}(t)$ positiv definit ist $\forall t$. Das Optimum ist das globale Minimum, wenn

$$\left. \frac{\partial^2 J_{\nu_{\text{ref}}}}{\partial \tilde{\nu}_{\text{ref}}^2} \right|_{\tilde{\nu}_{\text{ref},\text{min}}} > \mathbf{0} \quad (4.19)$$

gilt, also mit

$$\left(\mathbf{G}^\perp \right)^\top \mathbf{W}(t) \mathbf{G}^\perp > \mathbf{0}. \quad (4.20)$$

D. h. der Term $\left(\mathbf{G}^\perp \right)^\top \mathbf{W}(t) \mathbf{G}^\perp$ muss positiv definit sein $\forall t$. Dadurch, dass diese Matrix im Entwurfsverfahren ausgelegt wird, kann sichergestellt werden, dass diese Bedingung immer erfüllt bleibt.

Die virtuelle Stellgröße \mathbf{u}_{ref} resultiert durch einsetzen der Gleichung (4.18) in (4.12) wodurch

$$\mathbf{u}_{\text{ref}} = \underbrace{\left(\mathbf{G}^+ - \mathbf{G}^\perp \left(\left(\mathbf{G}^\perp \right)^\top \mathbf{W}(t) \mathbf{G}^\perp \right)^{-1} \left(\mathbf{G}^\perp \right)^\top \mathbf{W}(t) \mathbf{G}^+ \right)}_{\tilde{\mathbf{W}}} \nu_{\text{ref}} \quad (4.21)$$

$$\begin{aligned} & - \underbrace{\frac{1}{2} \mathbf{G}^\perp \left(\left(\mathbf{G}^\perp \right)^\top \mathbf{W}(t) \mathbf{G}^\perp \right)^{-1} \left(\mathbf{G}^\perp \right)^\top \mathbf{w}^\top(t)}_{\tilde{\mathbf{w}}} \\ & = \tilde{\mathbf{W}} \nu_{\text{ref}} + \tilde{\mathbf{w}} \end{aligned} \quad (4.22)$$

entsteht. Die Gleichung (4.21) löst das Stellgrößenverteilungsproblem (4.11) exakt für alle positiv definiten $\mathbf{W}(t)$ und $\mathbf{w}(t)$.

4.2.2 Entwurfsverfahren, sekundäre Optimierungsziele

Im vorangegangenen Abschnitt wird eine Lösungsmethode vorgeschlagen, welche die Stellgrößenverteilung durch die Gleichung (4.21), basierend auf der Lösung eines Optimierungsproblems, durchführt. Die Verteilung wird durch die zeitvariante Matrix $\mathbf{W}(t)$ und den zeitvarianten Vektor $\mathbf{w}(t)$ beeinflusst. Um diese Lösungsmethode zur Minimierung der sekundären Optimierungsziele anzuwenden, wird zunächst eine beliebige, nichtlineare, zeitvariante Funktion $\varrho(\tilde{\mathbf{x}}, \tilde{\boldsymbol{\theta}}, \mathbf{u}_{\text{ref}}, t)$, die ein Minimum besitzt, angenommen, welche von den Stellgrößen \mathbf{u}_{ref} , zusätzlichen Parametern $\tilde{\boldsymbol{\theta}}$ und Zuständen des Systems $\tilde{\mathbf{x}}$ zum aktuellen Arbeitszeitpunkt t abhängig ist. Ein Gütemaß J_ϱ wird genau dann Minimal, wenn die Verlustfunktion

$\varrho(\cdot)$ mit einer geeigneten Wahl der virtuellen Stellgrößen \mathbf{u}_{ref} minimal wird. Es resultiert

$$J_{\varrho}^* = \min_{\mathbf{u}_{\text{ref}}} \varrho(\tilde{\mathbf{x}}, \tilde{\boldsymbol{\theta}}, \mathbf{u}_{\text{ref}}, t). \quad (4.23)$$

Damit die sekundären Optimierungsziele, dargestellt über die Funktion $\varrho(\cdot)$ über die Lösungsmethode bzw. Gleichung (4.21) minimiert werden können, werden in diesem Abschnitt die dazu benötigten Schritte vorgestellt.

Damit die Verlustfunktion mit der vorgestellten Lösungsmethode minimiert werden kann, ist eine Ersatzfunktion zu finden, welche die Verluste in quadratischer und linearer Abhängigkeit von den Effektoren \mathbf{u}_{ref} ausdrückt. Eine Ersatzfunktion für $\varrho(\cdot)$ wird gegeben durch

$$\varrho(\tilde{\mathbf{x}}, \tilde{\boldsymbol{\theta}}, \mathbf{u}_{\text{ref}}, t) \stackrel{!}{=} \mathbf{u}_{\text{ref}}^{\text{T}} \mathbf{P}(\tilde{\mathbf{x}}, \tilde{\boldsymbol{\theta}}, t) \mathbf{u}_{\text{ref}} + \mathbf{u}_{\text{ref}} \boldsymbol{\rho}(\tilde{\mathbf{x}}, \tilde{\boldsymbol{\theta}}, t), \quad (4.24)$$

wobei die beiden Funktionen $\mathbf{P}(\tilde{\mathbf{x}}, \tilde{\boldsymbol{\theta}}, t)$ und $\boldsymbol{\rho}(\tilde{\mathbf{x}}, \tilde{\boldsymbol{\theta}}, t)$ beispielsweise physikalisch motiviert, durch Linearisierung oder eine Funktionsapproximation gebildet werden können. Nach diesem, stark von der Anwendung abhängigen, Entwurfsschritt, resultiert die approximative Minimierung der Gütefunktion zu

$$J_{\varrho}^* \approx \min_{\mathbf{u}_{\text{ref}}} \left(\mathbf{u}_{\text{ref}}^{\text{T}} \mathbf{P}(\tilde{\mathbf{x}}, \tilde{\boldsymbol{\theta}}, t) \mathbf{u}_{\text{ref}} + \mathbf{u}_{\text{ref}} \boldsymbol{\rho}(\tilde{\mathbf{x}}, \tilde{\boldsymbol{\theta}}, t) \right). \quad (4.25)$$

Gelingt es nun Komponenten der Ersatzfunktionen $\mathbf{P}(\cdot)$ und $\boldsymbol{\rho}(\cdot)$ den Effektoren zuzuordnen ohne Kreuzkopplungen dieser berücksichtigen zu müssen, wie es beispielsweise bei den Radmodulen der Fall ist, da der Antrieb nicht zentral erfolgt, sondern dezentral an jedem Rand, wobei Zustandsgrößen des Fahrzeugs keine Verkopplung erzeugen, kann Gleichung (4.25) als Summe der Ersatzfunktionen in Matrix-Vektorform geschrieben werden. Es entsteht die Gleichung

$$J_{\varrho}^* \approx \min_{\mathbf{u}_{\text{ref}}} \sum_{i=1}^m \left(u_{i,\text{ref}}^2 P_i(\tilde{\mathbf{x}}, \tilde{\boldsymbol{\theta}}, t) + u_{i,\text{ref}} \rho_i(\tilde{\mathbf{x}}, \tilde{\boldsymbol{\theta}}, t) \right) \quad (4.26)$$

$$= \min_{\mathbf{u}_{\text{ref}}} \begin{pmatrix} u_{1,\text{ref}} \\ \vdots \\ u_{m,\text{ref}} \end{pmatrix}^{\text{T}} \underbrace{\begin{pmatrix} P_1(\cdot) & & \mathbf{0} \\ & \ddots & \\ \mathbf{0} & & P_m(\cdot) \end{pmatrix}}_{=:\mathbf{W}(t)} \begin{pmatrix} u_{1,\text{ref}} \\ \vdots \\ u_{m,\text{ref}} \end{pmatrix} \quad (4.27)$$

$$+ \begin{pmatrix} u_{1,\text{ref}} \\ \vdots \\ u_{m,\text{ref}} \end{pmatrix}^{\text{T}} \underbrace{\begin{pmatrix} \rho_1(\cdot) \\ \vdots \\ \rho_m(\cdot) \end{pmatrix}}_{=:\mathbf{w}(t)} \\ = \min_{\mathbf{u}_{\text{ref}}} \left(\mathbf{u}_{\text{ref}}^{\text{T}} \mathbf{W}(t) \mathbf{u}_{\text{ref}} + \mathbf{w}^{\text{T}}(t) \mathbf{u}_{\text{ref}} \right), \quad (4.28)$$

wobei $m \in \mathbb{N}$ die Anzahl der Effektoren ist. Die Gleichungen (4.26) bis (4.28) zeigen, dass die Minimierung der Verlustfunktion $\varrho(\cdot)$ zum gleichen Optimierungsproblem resultiert, wie

das zur Lösungsmethode (4.15). Die Approximation des Optimierungsproblems (4.23) stellt die Verbindung über quadratische und linearen Abhängigkeiten der Effektoren \mathbf{u}_{ref} zu den Gewichtungsmatrizen $\mathbf{W}(t)$ und $\mathbf{w}(t)$ her, siehe Gleichung (4.27). Damit werden die sekundären Optimierungsziele, beschrieben durch $P_i(\cdot)$ und $\rho_i(\cdot)$ systematisch in den Gewichtungsmatrizen eingeordnet und die Lösungsmethode aus Abschnitt 4.2.1 erzielt neben der Stellgrößenverteilung auch die Minimierung der approximierten Verlustfunktion $\varrho(\cdot)$.

Das Entwurfsverfahren wird durch einen offline und einen online durchgeführten Teil vervollständigt und ist in Abbildung 4.3 aufgeführt.

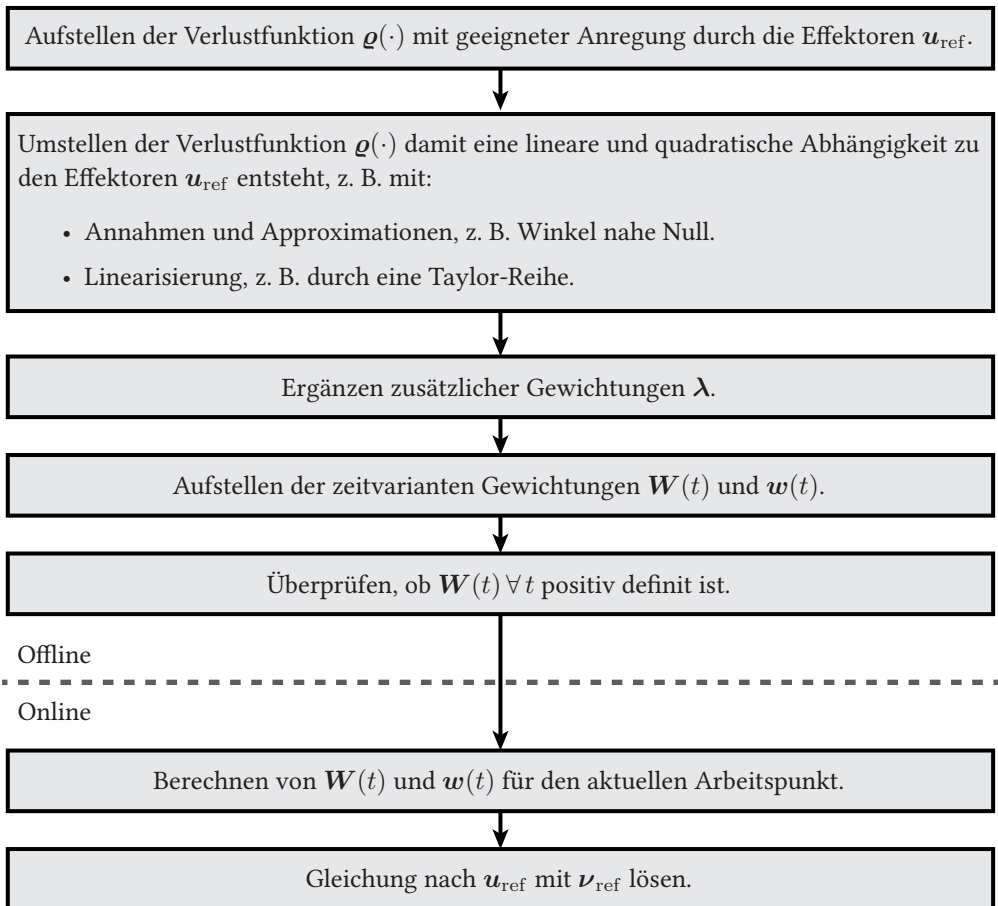


Abbildung 4.3: Bearbeitungsschritte des Entwurfsverfahrens zur Stellgrößenverteilung (CA).

4.2.3 Berücksichtigung der Verlustleistungen

Basierend auf einer Leistungsbetrachtung wird eine Verlustfunktion $\varrho(\cdot)$ ermittelt, welche die Verlustleistung der Aktoren minimiert. Dabei werden nur diejenigen Verlustleistungen betrachtet, die durch die Ansteuerung der Aktoren ausreichend angeregt werden, d. h. die Referenzkräfte in der Reifenaufstandsfläche $\mathbf{u}_{\text{ref}} = \mathbf{F}_{xy,\text{ref}}$ korrelieren mit der betrachteten Verlustleistung. Ziel ist es mit dem Entwurfsverfahren aus Abschnitt 4.2.2 zwei Ersatzfunktionen $\mathbf{P}(\cdot)$ und $\boldsymbol{\rho}(\cdot)$ aufzustellen, um diese als Gewichtungsmatrizen in der Lösungsfunktion zu verwenden. Während des Entwurfsverfahrens wird die Kraftschlussausnutzung implizit berücksichtigt [SMH20]. Im folgenden werden die Verluste für ein Radmodul i betrachtet.

Durch die Ansteuerung der Lenk- und Drehzahl-Aktoren können Schlupf- und Reibungsverluste $P_{S,i}(\cdot)$ sowie Motorverluste $P_{M,i}(\cdot)$ radindividuell beeinflusst werden. Letztere könnten mathematisch präziser dargestellt werden, mit den definierten Schnittstellen, Elektromotoren und die elektrische Seite der Radmodule werden nicht modelliert, wird allerdings nur ein Gesamt-Verlustkennfeld eines Motors betrachtet. Verluste am Reifen werden maßgeblich durch die Reifenaufstandsfläche, die wiederum durch die Radlast $F_{z,i}$ variiert wird, beeinflusst.

Die Schlupfverlustleistung resultiert aus der Geschwindigkeitsdifferenz zwischen dem Rad und der Fahrbahn sowie den Kräften in der Reifenaufstandsfläche. Der Querschlupf entspricht dabei einem Drift des Rades quer zur Reifenlängsrichtung, der Längsschlupf einer der translatorischen Geschwindigkeit nicht angeglichenen Raddrehzahl. Die Verluste durch den Rollwiderstand wirken proportional zu $\cos(\kappa_{y,i})$ entgegen der Bewegungsrichtung des Rades [Eck15]. Die resultierenden Schlupfverluste durch Längs- $\kappa_{x,i}$ und Querschlupf $\kappa_{y,i}$ sowie die Reibungsverluste, siehe Gleichung (3.99), bilden den Verlustterm $P_{S,i}(\cdot)$ zu

$$P_{S,i}(k_{\omega}(\mathbf{v}_{xy,i}), \boldsymbol{\kappa}, \mathbf{v}_{xy,i}, \mathbf{F}_{xy}, F_{z,i}) = |\mathbf{v}_{xy,i}| \left(-\sin(\kappa_{y,i}) F_{r,x,i} + \cos(\kappa_{y,i}) |\kappa_{x,i}| (F_{r,y,i} + k_{\omega}(\mathbf{v}_i) F_{z,i}) \right), \quad (4.29)$$

wobei die Transformation der fahrzeugfesten Kräfte in der Reifenaufstandsfläche in das Reifenkoordinatensystem mit \mathcal{T}_2^{-1} nach

$$\begin{bmatrix} F_{r,x,i} \\ F_{r,y,i} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos(\delta_i) & \sin(\delta_i) \\ -\sin(\delta_i) & \cos(\delta_i) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} F_{x,i} \\ F_{y,i} \end{bmatrix} \quad (4.30)$$

erfolgt.

Zur Bestimmung der Motorverluste $P_{M,i}(\cdot)$ wird ein Drehmoment-Drehzahl-Verlust-Kennfeld, wie in Abbildung 4.4 gezeigt, verwendet. Zum aktuellen Arbeitspunkt k des Motors mit Drehzahl n_k in min^{-1} , Drehmoment M_k in N m wird die Verlustleistung in $\tilde{P}_{M,i,k}$ in kW angegeben. Diese Kennfelder werden üblicherweise an Prüfständen für Elektromotoren vermessen.

Um einen Zusammenhang zu den Kräften in der Reifenaufstandsfläche herzustellen, wird angenommen, dass das anliegende Drehmoment verlustfrei über den Reifenradius r^{wd} bestimmt

werden kann. Ebenfalls kann die Raddrehzahl ω_k in m^{-1} umgerechnet werden, es wird kein Getriebe betrachtet, wodurch eine arbeitspunktabhängige Betrachtung des Kennfeldes für die Kräfte in der Reifenaufstandsfläche entworfen wird. Mit einem *Least-Squares*-Schätzer (LS-Schätzer) [Bra13] wird das Polynom 2. Grades

$$P_{M,i,k}(\cdot) = |\mathbf{F}_{r,i}|^2 (r^{\text{wd}})^2 p_{1,i}(n_k) + |\mathbf{F}_{r,i}| r^{\text{wd}} p_{2,i}(n_k) + p_{3,i}(n_k), \quad (4.31)$$

ermittelt, wobei $\mathbf{F}_{r,i}$ die Kräfte in der Reifenaufstandsfläche im Reifenkoordinatensystem sind. Diese Annahme kann für ideal abrollende Räder getroffen werden, wenn über den Lenkwinkel die Reifenausrichtung parallel zur translatorischen Geschwindigkeit des Rades erfolgt. Dies ist gegenüber konventionellen Fahrzeugen durch die radindividuellen Lenkaktoren, besonders an der individuell gelenkten Hinterachse, gerechtfertigt. Die LS-Approximation erfolgt online oder das Kennfeld mit den Koeffizienten $\mathbf{p}_i(n_k) = (p_{1,i}(n_k), p_{2,i}(n_k), p_{3,i}(n_k))$ wird vollständig offline approximiert.

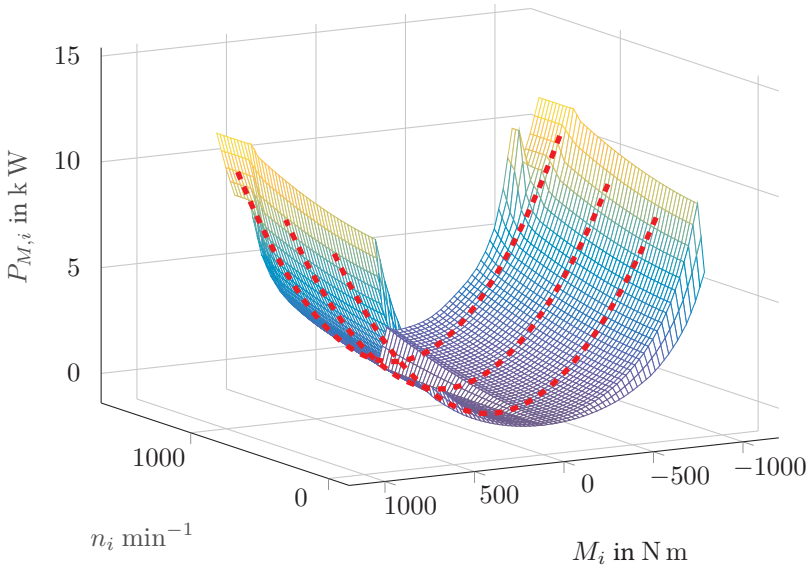


Abbildung 4.4: Zwei Quadranten eines Verlustkennfeldes einer Synchronmaschine. Das 3D-Kennfeld (Farbverlauf) und die Polynom-Approximation (rot, gestrichelt) des $P_{M,i}$. Beispielhaft sind drei Polynomapproximationen zu Arbeitspunkten hervorgehoben.

Die Leistungsverlustfunktion eines Rades ist

$$\varrho_i(\cdot) = P_{S,i}(\cdot) + P_{M,i}(\cdot), \quad (4.32)$$

die des gesamten Fahrzeugs

$$\varrho(\cdot) = \sum_{i=1}^n P_{S,i}(\cdot) + P_{M,i}(\cdot) \quad (4.33)$$

mit der Anzahl $n \in \mathbb{N}$ der Räder.

Im nachfolgenden Schritt wird diese Verlustfunktion, wie in Abbildung 4.3 beschrieben, so umgeformt, dass eine quadratische und eine lineare Abhängigkeit zwischen den Reifensollkräften und der Verlustfunktion entstehen.

Zur Linearisierung der Gleichung (4.29) wird das Schlupfverhalten aus Gleichung (3.107) betrachtet, welches im Nulldurchgang mit

$$|\kappa_{x,i}| \approx \frac{\mu_i}{C_i B_i} \cdot \frac{|\mathbf{F}_i|}{F_{\max,i}} \quad (4.34)$$

eine ausreichend genaue Approximation für

$$\eta_i = \frac{|\mathbf{F}_i|}{F_{\max,i}} < 0.6, \quad (4.35)$$

darstellt [M.18a]. Mit der Annahme, dass die Reifenkraft $|\mathbf{F}_i|$ stets in Reifenlängsrichtung $\mathbf{e}_{r,x}$ zeigt, wird der Querschluß $\kappa_{y,i}$ und die Querkraft $F_{r,y,i}$ im Reifenkoordinatensystem vernachlässigt. Letzteres ist zum Auflösen der Gleichung

$$|\mathbf{F}_{r,i}| = \sqrt{F_{r,y,i}^2 + F_{r,x,i}^2} \quad (4.36)$$

zum Erzielen eines linearen Zusammenhangs zwischen den Reifenkräften und der Ersatzfunktion ρ_i notwendig. Mit einem vernachlässigbaren Querschluß $\kappa_{y,i} \approx 0$ im Reifenkoordinatensystem wird mit $F_{r,y,i} \ll F_{r,x,i}$ Gleichung (4.36) zu

$$|\mathbf{F}_{r,i}| \approx F_{r,x,i} + F_{r,y,i} \quad (4.37)$$

vereinfacht.

Mit zusätzlichen Gewichtungsfaktoren λ , Gleichung (4.34) sowie der Vernachlässigung des Querschlupfs und der Querkraft im Reifenkoordinatensystem resultiert die Ersatzdarstellung der Gleichung (4.33) zu

$$\begin{aligned} \varrho(\cdot)|_{\kappa_{y,i}=0} &= \sum_{i=1}^m |\mathbf{F}_{r,i}|^2 \underbrace{\left(\frac{|\mathbf{v}_{xy,i}| \mu_i}{F_{\max,i} B_i C_i} + \lambda_{1,i} p_{1,i}(n_i) \right)}_{P_i} \\ &\quad + |\mathbf{F}_{r,i}| \underbrace{\left(\frac{k_\omega(\mathbf{v}_{xy,i}) F_{z,i} |\mathbf{v}_{xy,i}| \mu_i}{F_{\max,i} B_i C_i} + \lambda_{2,i} p_{2,i}(n_i) \right)}_{\rho_i} \\ &= \sum_{i=1}^m |\mathbf{F}_{r,i}|^2 P_i(\cdot) + |\mathbf{F}_{r,i}| \rho_i(\cdot), \end{aligned} \quad (4.38)$$

mit $m = 4$. Aus der die gesuchten Gewichtungsmatrizen bestimmt werden. Es resultiert

$$\begin{aligned}
 \varrho(\cdot) &= \sum_{i=1}^n \mathbf{F}_{r,i,\text{ref}}^\top \begin{pmatrix} P_i(\cdot) & 0 \\ 0 & P_i(\cdot) \end{pmatrix} \mathbf{F}_{r,i,\text{ref}} + (\rho_i(\cdot) \quad \rho_i(\cdot)) \mathbf{F}_{r,i} \\
 &= \mathbf{F}_{r,xy,\text{ref}}^\top \underbrace{\begin{pmatrix} P_1(\cdot) & & & 0 \\ & \ddots & & \\ & & & P_m(\cdot) \\ 0 & & & \end{pmatrix}}_{=: \mathbf{W}(t)} \mathbf{F}_{r,xy,\text{ref}} \\
 &\quad + \underbrace{(\rho_1(\cdot) \quad \dots \quad \rho_m(\cdot))}_{=: \mathbf{w}(t)} \mathbf{F}_{r,xy,\text{ref}}
 \end{aligned} \tag{4.39}$$

Während die Matrix $\mathbf{W}(t)$ und der Vektor $\mathbf{w}(t)$ offline bestimmt werden, wird in jedem Berechnungsschritt online der aktuelle Arbeitspunkt eingesetzt. Die gesuchten Referenzkräfte im Fahrzeugkoordinatensystem $\mathbf{F}_{xy,\text{ref}}$ resultieren aus der Rücktransformation von $\mathbf{F}_{r,xy,\text{ref}}$ mit Gleichung (4.30). Der Quotient $1/F_{\max,1}$ bestimmt, wie in [Mos16] gezeigt, in den Gewichtungsmatrizen die Kraftschlussausnutzung, wobei die Gewichtung nicht quadratisch im Gütemaß auftritt.

Die relevanten Größen sind die gemessene Geschwindigkeit des Fahrzeugs und die Übertragung mit Gleichung (3.31) auf die Räder zu $\mathbf{v}_{xy,i}$. Damit wird der Rollwiderstandsbeiwert $k_\omega(\mathbf{v}_{xy,i})$ mit Gleichung (3.99) bestimmt. Mit der gemessenen oder geschätzten Radlast $F_{z,i}$ wird die maximal übertragbare Kraft F_{\max} nach Gleichung (3.105) ermittelt. Die Reifenparameter B_i und C_i sowie der Haftreibungskoeffizient μ_i werden als bekannt und konstant angenommen [Hoe13]. Mit den zusätzlichen Gewichtungen $\lambda_{1,i}$ und $\lambda_{2,i}$ kann je Radmodul zwischen den Motorverlusten $P_{M,i}$, beschrieben durch die Koeffizienten des Verlustpolynoms p_i und der Kraftschlussausnutzung gewichtet werden.

Das Blockschaltbild zur Stellgrößenverteilung ist in Abbildung 4.5 dargestellt.

4.3 Radmodul-Führungsgrößenbestimmung

Wie in Abbildung 4.1 gezeigt, erfolgt zwischen der Ansteuerung des Fahrzeugmodells mit den Soll Drehmomenten $M_{\omega,\text{ref}}$ und $M_{\delta,\text{ref}}$ die Bestimmung der Führungsgrößen $\boldsymbol{\omega}_{\text{ref}}$ und $\boldsymbol{\delta}_{\text{ref}}$ der Radmodulregelung. Als Eingangsgröße werden die translatorischen Geschwindigkeiten der Radmodule $\mathbf{v}_{xy,\text{ref}}$ aus der Geschwindigkeitsreferenztrajektorie $\mathbf{x}_{\text{ref}}^{\text{hd}}$ über Gleichung (3.31) ermittelt. Zusätzlich werden die Referenzkräfte an den Rädern $\mathbf{F}_{xy,\text{ref}}$ sowie die Schätzung der isotropen Schlupfwerte $\tilde{\kappa}_{xy}$ und die Messgrößen $\boldsymbol{\omega}_{\text{ist}}$ und $\boldsymbol{\delta}_{\text{ist}}$ im Algorithmus der Radmodul-Führungsgrößenbestimmung verarbeitet.

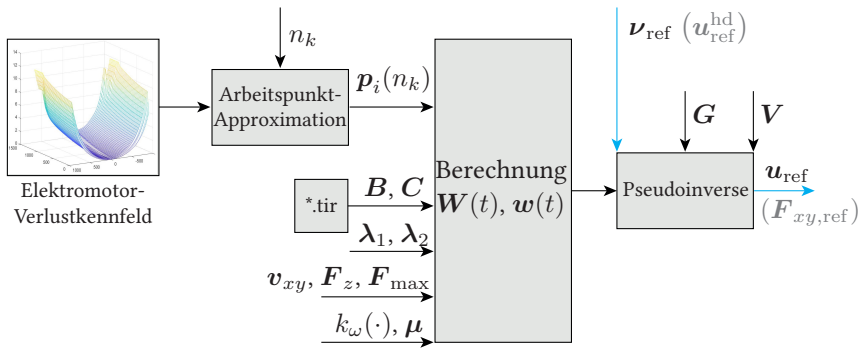


Abbildung 4.5: Blockschaltbild der Stellgrößenverteilung. Der Block *.tir repräsentiert die Parameter des Black-Box-Reifenmodells.

4.3.1 Lösungsansätze aus der Literatur

Zur Aufstellung der Anforderungen an die Radmodul-Führungsgrößenbestimmung wird zunächst eine Lösung aus der Literatur betrachtet. Diese dient auch als Vergleichsmethode in Kapitel 6. Dadurch, dass die Lenkwinkel, gegenüber Ein- und Mehrspurmodellen aus der Literatur, nicht in den dynamischen Gleichungen der Horizontaldynamik 3.2 betrachtet werden und auch die Zuweisung von der Gierrate zu den Querkräften nicht mit den Lenkwinkeln gekoppelt sind, werden manuelle Zuweisungen der Lenkwinkel in Abhängigkeit des Fahrzeugzustandes nicht berücksichtigt. Mit dem Ziel die sekundären Ziele unabhängig vom aktuellen Betriebszustand des Fahrzeugs zu optimieren, würde eine feste Zuweisung, z. B. über einen heuristischen Ansatz oder ein angenommenes Szenario über den Betrieb des Fahrzeugs, die Lösungsmenge reduzieren.

Aus einer kinematischen Perspektive sind die translatorischen Geschwindigkeiten der Räder, unter der Annahme, dass diese frei rollend sind, mit der Schwerpunktschwindigkeit des Fahrzeugs verkoppelt, wodurch über den Radius auch die Raddrehzahlen determiniert sind. Dieser Zusammenhang wird durch Gleichung (3.31) abgebildet. Die Bestimmung der translatorischen Referenzgeschwindigkeiten der Räder folgt zu

$$v_{xy,ref} = G^T x_{ref}^{hd}. \quad (4.40)$$

Mit der Annahme, dass die longitudinale Geschwindigkeit $v_{r,x,i}$ der Räder im Radkoordinatensystem immer entlang der Radlängsachse $\vec{e}_{r,x,i}$ verläuft, können die Führungsgrößen der Radmodule über die beiden Gleichungen

$$\delta_{ref,i}^1 = \arctan\left(\frac{v_{y,ref,i}}{v_{x,ref,i}}\right), \quad (4.41)$$

$$\omega_{ref,i}^1 = \frac{1}{r_{wd}} \sqrt{v_{x,ref,i}^2 + v_{y,ref,i}^2}, \quad (4.42)$$

bestimmt werden. Dadurch werden allerdings weder Informationen über die Referenzkräfte $\mathbf{F}_{xy,\text{ref}}$ noch über das Schlupfverhalten der Reifen berücksichtigt. Durch die $\arctan(\cdot)$ -Funktion aus Gleichung (4.41) folgte eine Singularität bei $v_{x,\text{ref},i} = 0$, wodurch Heuristiken, Tiefpassfilter oder Schlupfvariablen (*singularity avoidance parameter*), wie beispielsweise in [Pac12] vorgeschlagen, hinzugefügt werden müssten, damit die Gleichungen für alle Geschwindigkeiten verwendet werden können.

Durch den beschränkten Wertebereich, $-\pi/2 \leq \delta_{\text{ref},i}^1 \leq \pi/2$, des $\arctan(\cdot)$ und die isolierte Betrachtung einer positiven Raddrehzahl, wird der Arbeitsbereich des Rades eingeschränkt. Auch bei der Bestimmung über die $\text{atan2}(\cdot)$ -Funktion (siehe [UVD11] und Anhang E.1) mit erweitertem Wertebereich muss das Rad stets so orientiert werden, dass die gewünschte Bewegung mit positiver Drehzahl ausgeführt werden kann.

In [Ore06] wird die Referenzbestimmung mit einer Schlupfschätzung erweitert. Basierend auf dem MFT, siehe Abschnitt 3.6, wird über die Betrachtung des isotropen Schlupfverhaltens die invertierte Betrachtung der Gleichung (3.107) zur Schlupfschätzung und anschließend zur Anpassung der Referenzgeschwindigkeiten verwendet. Die Verknüpfung zur Stellgrößenverteilung erfolgt über die Berücksichtigung der Referenzreifenkräfte, wodurch die Abschätzung

$$\begin{pmatrix} \tilde{\kappa}_{x,i} \\ \tilde{\kappa}_{y,i} \end{pmatrix} = \frac{\mu_i}{B_i} \tan \left(\frac{1}{C_i} \arcsin \left(\frac{\|\mathbf{F}_{xy,\text{ref},i}\|}{F_{\text{max},i}} \right) \right) \frac{\mathbf{F}_{xy,\text{ref},i}}{\|\mathbf{F}_{xy,\text{ref},i}\|} \quad (4.43)$$

entsteht. Die maximal übertragbare Kraft $F_{\text{max},i}$ wird mit Gleichung (3.105) bestimmt. Die verbleibenden Parameter sind Konstanten des Reifens sowie ein als konstant und bekannt angenommener Haftreibungskoeffizient.

Mit Gleichung (4.43) werden die Gleichungen (4.41) und (4.42) erweitert, wodurch zur Referenzbestimmung die beiden Gleichungen

$$\delta_{\text{ref},i}^2 = \arctan \left(\frac{|\mathbf{v}_{xy,i}| \tilde{\kappa}_{y,i} + v_{y,\text{ref},i}}{|\mathbf{v}_{xy,i}| \tilde{\kappa}_{x,i} + v_{x,\text{ref},i}} \right), \quad (4.44)$$

$$\omega_{\text{ref},i}^2 = \frac{1}{r_{\text{wd}}} \sqrt{(\tilde{\kappa}_{x,i} |\mathbf{v}_{xy,i}| + v_{x,\text{ref},i})^2 + (\tilde{\kappa}_{y,i} |\mathbf{v}_{xy,i}| + v_{y,\text{ref},i})^2}, \quad (4.45)$$

resultieren. Hierbei bleibt die Singularität bestehen und der Einfluss der Stellgrößenverteilung wird bei niedrigen Schlupfwerten, bei Manövern mit niedrigen Geschwindigkeiten z. B. im innerstädtischen Bereich, nicht abgebildet. Weiterhin wird nur der positive Wertebereich zur Bestimmung der Raddrehzahl berücksichtigt. Ein vergleichbarer Ansatz wird auch in [ZY19] präsentiert. Für das Ziel eine durchgängige Fahrzeugführungsregelung zu entwerfen, die unabhängig von der Fahrzeuggeschwindigkeit das Fahrzeug optimal ansteuert und dabei die Möglichkeiten der radselektiven Aktorik ausnutzt, ist dieser Ansatz nicht ausreichend.

Weitere Veröffentlichungen, die auf diese Bestimmung der Referenzgrößen der Radmodule zurückgreifen, wählen nur Manöver aus, z. B. den ISO-Doppelspurwechsel, bei welchen die Gültigkeit der MFT gegeben ist und die Singularität nicht zutrifft sowie das Schlupfverhalten, und damit die Stellgrößenverteilung, maßgeblichen Einfluss auf die Anpassung der Gleichungen (4.44) und (4.45) haben ([Hoe13], [Mos16]). Weitere Veröffentlichungen legen für die

Lenkwinkel im Vorfeld direkte Kopplungen fest, z. B. wird die linke und rechte Fahrzeugseite symmetrisch mit wechselndem Vorzeichen orientiert $\delta_{\text{ref},1} = -\delta_{\text{ref},2}$ und $\delta_{\text{ref},3} = -\delta_{\text{ref},4}$, [AZN⁺15], wodurch zusätzliche Anforderungen, z. B. das Schlupfverhalten, nur bedingt berücksichtigt werden können.

Bei den gezeigten Methoden der Radmodul-Führungsgrößenbestimmung werden die Dynamiken der Aktoren der Radmodule bislang nicht berücksichtigt. Dies würde bedeuten, dass in der Trajektorienplanung bereits die Modelle der Radmodule verwendet werden müssen oder Methoden der Stellgrößenverteilung mit der Aktordynamik erweitert werden müssten. Methoden zur Radmodul-Führungsgrößenbestimmung, welche die Dynamik der unterlagerten Aktoren berücksichtigt, sind im Stand der Technik nicht vorhanden.

4.3.2 Anforderungen

Basierend auf den Lösungsansätzen aus der Literatur, siehe Abschnitt 4.3.1, sowie den Zielen der durchgängigen Fahrzeugführungsregelung, siehe Kapitelanfang zu Kapitel 4, werden die Anforderungen an eine Radmodul-Führungsgrößenbestimmung in diesem Abschnitt zusammengefasst ([Z.19], [SZH20]).

- **Beschränkte Zustandsgrößen:** Die Zustandsgrößen, die Lenkwinkel sowie die Radrehzahlen, werden beschränkt. In dieser Arbeit wird sich auf die Beschränkung des Lenkwinkels reduziert². Die vorgestellte Methode erzielt unter der Bedingung eines beschränkten Lenkwinkels die zum aktuellen Fahrzeugzustand optimalen Radmodul-Führungsgrößen.
- **Geschwindigkeitsunabhängige Berücksichtigung der Stellgrößenverteilung:** Damit die Referenzkraftverteilung der energieoptimalen Stellgrößenverteilung über den kompletten Betriebsbereich des Fahrzeugs Einfluss auf das Verhalten dieses ausübt, ist die Führungsgröße der Stellgrößenverteilung ohne Einschränkung der Geschwindigkeit des Fahrzeugs zu berücksichtigen. Eine Singularität soll in der Lösungsmethode nicht vorhanden sein.
- **Bestimmung der Referenzgrößen ohne Beschränkung der Fahrzeuggeschwindigkeit:** Der aufgestellte Algorithmus bestimmt für den vollständigen Geschwindigkeitsbereich des Fahrzeugs die Referenzgrößen. Dabei werden keine schaltenden Verfahren verwendet, die Berechnung der Referenzgrößen erfolgt durch eine geschlossene Methode.
- **Implizite Berücksichtigung des dynamischen Verhaltens der Aktoren der Radmodule:** Damit Führungsgrößen für die Radmodulregelung erzeugt werden, welche auch durch die Aktoren an den Rädern umgesetzt werden können, wird das dynamische Verhalten der unterlagerten Regelkreise modellbasiert berücksichtigt. Dabei wird auf die Verwendung zusätzlicher Filterfunktionen verzichtet.

² Hinsichtlich einer realen Fahrwerksauslegung ist dies zielführend, da der Bauraum der Radmodule nur einen eingeschränkten Lenkwinkelbereich zulässt.

- **Optimale Bestimmung der Referenzgrößen:** Die Bestimmung der Referenzgrößen basiert auf der Formulierung eines Optimierungsproblems, welches auf den aktuellen und den zukünftigen (modellprädiktiven) Fahrzeugzustand reagiert. Insbesondere wird auf die Implementierung von Heuristiken oder a priori Annahmen über das Lenkwinkel- und Raddrehzahlverhalten verzichtet.

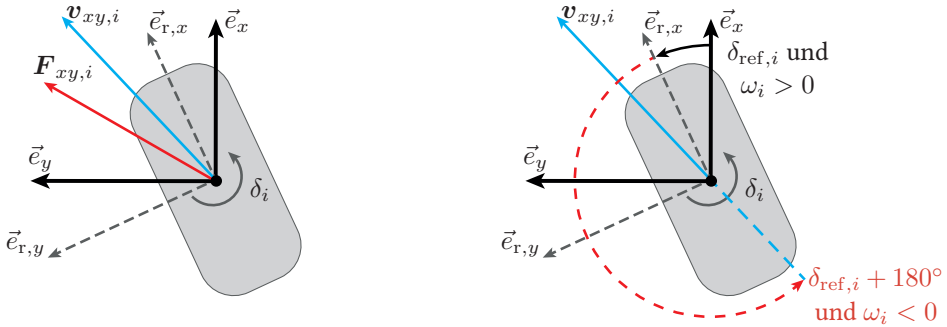
4.3.3 Ansatz

Wird der Betriebsbereich der Radmodule differenzierter betrachtet, ist es möglich sowohl für eine isolierte Geschwindigkeits-Führungsgröße, kinematisches Soll-Verhalten des Rades, wie auch für eine Kraft-Führungsgröße, kinetisches Soll-Verhalten des Rades, zwei optimale Arbeitspunkte durch die Radorientierung und -drehzahl zu finden. Werden zunächst Bauraumbeschränkungen, das Reifenverhalten und die Dynamik der Aktoren vernachlässigt, können durch die Betrachtung eines Wertebereichs des Lenkwinkels von $\pm 360^\circ$ sowie positiver und negativer Raddrehzahlen für jede Referenzgeschwindigkeit $v_{xy,ref,i}$ und jede Referenzkraft $F_{xy,ref,i}$ je ein optimaler Arbeitspunkt gefunden werden, die identisches Ausgangsverhalten hinsichtlich der Soll-Bewegung des Fahrzeugs erzielen. Diese beiden, stets um 180° gespiegelten, Arbeitspunkte sind in Abbildung 4.6b dargestellt. Anzumerken ist, dass diese Darstellung nur gilt, wenn die Radlenkachse senkrecht und mittig durch die Radnabe verläuft. Bezogen auf den konzeptionellen Ansatz der Führungsgrößenbestimmung ist diese Annahme aber zielführend zur vereinfachten Abbildung der Arbeitspunkte des Rades.

In Abbildung 4.6a ist der Unterschied zwischen der kinematischen und der kinetischen Lösung dargestellt. Sowohl Betrag als auch Orientierung der (normierten) Führungsgrößen $v_{xy,ref,i}$ und $F_{xy,ref,i}$ sind unterschiedlich. Hinsichtlich der modellbasierten Grundlage zur Bestimmung dieser Führungsgrößen würde das Fahrzeug in beiden Fällen ideal der vorgegebenen Trajektorie folgen, wobei einerseits nur das Schlupfverhalten und andererseits energie- sowie kraftschlussoptimales Verhalten implizit berücksichtigt würde.

Während bei Lösungsansätzen aus dem Stand der Technik, siehe Abschnitt 4.3.1, stets der Lösungsbereich beschränkt wird, erzielt der in dieser Arbeit aufgestellte Algorithmus durch das Erfüllen der Anforderungen, siehe Abschnitt 4.3.2, dass der vollständige Arbeitsbereich der Radmodule, auch mit beschränkten Zustandsgrößen, die optimale Lösung findet. Ein Beispiel ist eine optimale Lenkwinkelreferenz, die außerhalb des zulässigen Intervalls des Lenkwinkels liegt. Deren Spiegelung um 180° , vgl. Abbildung 4.6b, allerdings innerhalb des zulässigen Bereichs, wodurch identisches Ausgangsverhalten resultiert. In diesen Fällen muss sich das Vorzeichen der Raddrehzahl bei gleichbleibender Amplitude ändern. Abhängig von der Größe des zulässigen Lenkwinkelbereichs ist es möglich, dass diese beide globalen Optima außerhalb des zulässigen Bereichs liegen. In diesen Fällen werden diejenigen Referenzgrößen ermittelt, die unter den aufgestellten Nebenbedingungen und Zustandsgrößenbeschränkungen das Gütemaß minimieren.

Der Ansatz besteht nun darin, zwischen den beiden Führungsgrößen und abhängig vom Fahrzeugzustand genau diejenige Ansteuerung der Radmodule zu ermitteln, welche die optimale



(a) Beispielhafte Darstellung der Vektoren $\vec{v}_{xy,i}$ aus der Trajektorienfolgeregelung und $\vec{F}_{xy,i}$ aus der Stellgrößenverteilung. (b) Die beiden Arbeitspunkte des Rades zur Erzeugung der translatorischen Geschwindigkeit $\vec{v}_{xy,i}$.

Abbildung 4.6: Optimale Arbeitspunkte des Rades und Darstellung der Referenzvektoren zur Bestimmung der Radmodul-Führungsgrößen im Radkoordinatensystem.

Führung der Radmodule erzielt. Der in den nächsten Abschnitten präsentierte Algorithmus entscheidet dabei, abhängig vom aufgestellten Gütemaße und den Nebenbedingungen, welcher der beiden Arbeitspunkte durch die unterlagerten Regelkreise eingeregelt werden soll. Durch die Wahl einer modellprädiktiven Struktur gelingt es, das Verhalten der Radmodul-Führungsgrößenbestimmung einige Abtastschritte vorausschauend zu berechnen, wodurch frühzeitig eine Priorisierung einer der beiden Arbeitspunkte erfolgt [W.20b].

4.3.4 Modellprädiktive Struktur

Die Anforderungen können mit einer modellprädiktiven Struktur erfüllt werden. Solch eine Struktur berücksichtigt in den Nebenbedingungen implizit die Dynamik der Lenkung und des Antriebs der Radmodule. Ebenfalls können Ein-, Ausgangs- und Zustandsgrößen in den Nebenbedingungen, z. B. durch Intervalle, beschränkt werden. Neben den linearen Dynamiken des Lenkungssystems 3.6 und des Raddrehzahlssystems 3.7 werden die Lenkwinkel durch eine obere und untere Schranke ($\delta_{\min,i}$, $\delta_{\max,i}$) beschränkt.

Dadurch, dass die Abschätzung des Reifenschlupfs $\tilde{\kappa}_{xy}$ nach Gleichung (4.43) und die Anpassung der translatorischen Geschwindigkeitsreferenz für Manöver mit relativ hoher Geschwindigkeit bereits im Stand der Technik vorhanden ist, wird in einem ersten Schritt eine korrigierte Referenz $\tilde{\vec{r}}_i$ basierend auf dem geschätzten Schlupfverhalten bestimmt. Damit keine Singularität bei der Berechnung entsteht und der Arbeitsbereich dieses Ansatzes nicht überschritten wird, erfolgt eine zeit- bzw. geschwindigkeitsvariante Gewichtung von $\tilde{\vec{r}}_i$ mit einem zeitvarianten Parameter $c_{\text{dyn},i}$.

Das Gütemaße des Optimierungsproblems besteht aus drei Termen, die in den nachfolgenden Abschnitten beschrieben werden. Dazu erfolgt eine Geschwindigkeitstrajektorienfolgeregelung, mit einer zeitvarianten Gewichtungsmatrix $\mathbf{Q}_{\text{dyn},i}(t)$, und eine Krafttrajektorienfolge-

regelung, mit einer zeitvarianten Gewichtungsmatrix $\mathbf{R}_{\text{dyn},i}(t)$. Eine Endwertgewichtung, für Manöver in denen das Fahrzeug zum Stillstand kommen soll, die Referenzgrößen in eine bestimmte Zielstellung führt, finalisiert das Gütemaß mit einem zeitvarianten Gewichtungsfaktor $d_{\text{dyn},i}$.

Als Optimierungsvariablen werden virtuelle Eingangsdrehmomente $u_{\omega,i}$ und $u_{\delta,i}$ definiert. Durch die Kompensation der Störgrößen in unterlagerten Regelkreisen, siehe Abschnitt 4.4, resultieren die dynamischen Nebenbedingung zu

$$\dot{\tilde{\mathbf{x}}}_i = \mathbf{A}_i \tilde{\mathbf{x}}_i + \mathbf{B}_i \tilde{\mathbf{u}}_i, \quad (4.46)$$

wobei die Matrizen

$$\mathbf{A}_i = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \\ 0 & 0 & -d_{\delta}/J_z^{\text{d}} \end{bmatrix}, \quad \mathbf{B}_i = \begin{bmatrix} -1/J_y^{\text{wd}} & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & -1/J_z^{\text{d}} \end{bmatrix} \quad (4.47)$$

sowie die Zustände und virtuellen Eingangsgrößen durch

$$\tilde{\mathbf{x}}_i = \begin{pmatrix} \omega_{\text{ref},i} \\ \delta_{\text{ref},i} \\ \dot{\delta}_{\text{ref},i} \end{pmatrix}, \quad \tilde{\mathbf{u}}_i = \begin{pmatrix} u_{\omega,i} \\ u_{\delta,i} \end{pmatrix}. \quad (4.48)$$

gegeben sind.

Die Radmodul-Führungsgrößenbestimmung erfolgt für jedes Radmodul separat, d. h. zwischen der Stellgrößenbestimmung und der Radmodul-Führungsgrößenbestimmung findet ein Übergang von einer Gesamtfahrzeugbetrachtung auf eine radmodulindividuelle Betrachtung statt. Das Blockschaltbild zur Radmodul-Führungsgrößenbestimmung ist in Abbildung 4.7 dargestellt.

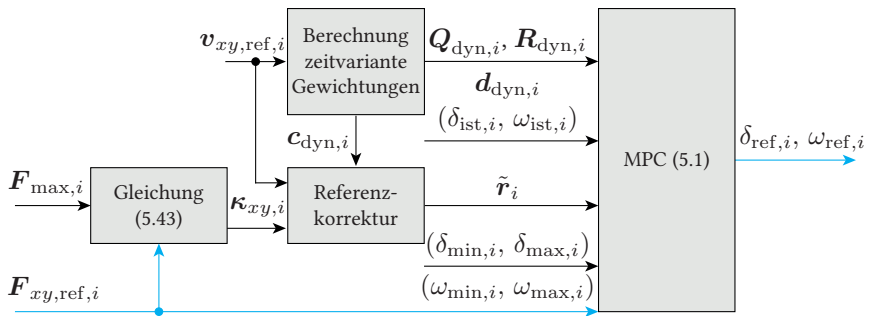


Abbildung 4.7: Blockschaltbild mit Schnittstellen sowie den Ein- und Ausgangsgrößen der Radmodul-Führungsgrößenbestimmung für ein Radmodul.

4.3.5 Bewertung des Regelfehlers der Geschwindigkeitsreferenz

Die Geschwindigkeitsreferenz der Räder wird mit Gleichung (4.40) bestimmt. Nachfolgend wird dafür der Vektor

$$\mathbf{r}_i = \begin{pmatrix} v_{x,\text{ref},i} \\ v_{y,\text{ref},i} \end{pmatrix} \quad (4.49)$$

verwendet. Ohne den Einfluss des Schlupfverhaltens der Reifen ist diese Referenz ausreichend. Allerdings wird die Regelungsgüte des Folgens der Geschwindigkeitsreferenztrajektorie $\mathbf{x}_{\text{ref}}^{\text{hd}}$ verbessert, wenn die Abschätzung des Schlupfes $\tilde{\kappa}_{xy}$ berücksichtigt wird. Dieses Vorgehen erfolgt analog zur Anpassung der Geschwindigkeitsreferenztrajektorie $\mathbf{v}_{xy,\text{ref}}$ in den Formeln zur Bestimmung der Referenzlenkwinkel und -drehzahlen aus [Ore06] und [Mos16], siehe Abschnitt 4.3.1. Die Regelungsgüte wird dadurch verbessert, dass die Abschätzung des zu erwarteten Schlupfs, bezogen auf die angeforderten Kräfte in der Reifenaufstandsfläche $\mathbf{F}_{xy,\text{ref}}$ sowie der Radaufstandskräfte \mathbf{F}_z , in der Geschwindigkeitsreferenz berücksichtigt wird. Die Schätzung des isotropen Quer- und Längsschlupfs $\tilde{\kappa}_{xy}$ basiert auf dem analytisch invertierbaren MFT-Reifenmodell, siehe Abschnitt 3.6.1. Für die angepasste Geschwindigkeitsreferenz resultiert

$$\tilde{\mathbf{r}}_i = \begin{pmatrix} v_{x,\text{ref},i} \\ v_{y,\text{ref},i} \end{pmatrix} + c_{\text{dyn},i} \cdot \begin{pmatrix} \tilde{\kappa}_{x,i} |\mathbf{r}_i| \\ \tilde{\kappa}_{y,i} |\mathbf{r}_i| \end{pmatrix}. \quad (4.50)$$

Durch die implizite Berücksichtigung der Stellgrößenverteilung in der Schätzung des Schlupfs werden die Referenzkräfte durch die angepasste Referenz (4.50) berücksichtigt. Für einen Wert $c_{\text{dyn},i} = 1 \forall t$ resultiert ohne die Berücksichtigung der Nebenbedingungen und weiterer Elemente im Gütemaß eine Referenzbestimmung analog zu den Gleichungen (4.44) und (4.45).

Der Einfluss des Schlupfes verringert sich mit sinkender Geschwindigkeit des Fahrzeugs und dadurch auch der Einfluss der Stellgrößenverteilung, in Park-Szenarien entstehen in der Nähe der Singularität numerische Probleme und Fahrten aus dem Stillstand können durch diese Singularität nicht abgebildet werden. Damit dennoch ein geschwindigkeitsunabhängiger Algorithmus entworfen wird, erfolgt die Gewichtung der Referenzanpassung mit dem zeitvarianten Parameter $c_{\text{dyn},i}$ nach

$$c_{\text{dyn},i} = 1 - e^{-k_c \cdot |\mathbf{r}_i|}, \quad (4.51)$$

der basierend auf der Referenzgeschwindigkeit \mathbf{r}_i des Rades den Einfluss der Referenzanpassung bei niedrigen Geschwindigkeiten exponentiell reduziert. Der Parameter k_c wird durch Versuche so eingestellt, dass der Einfluss der Referenzanpassung unterhalb einer bestimmten translatorischen Radgeschwindigkeit $|\mathbf{r}_i|$ vernachlässigt werden kann.

Für die Bestimmung der translatorischen Geschwindigkeiten des Rades $v_{r,x,i}$ und $v_{r,y,i}$, basierend auf dem zu bestimmenden Referenzlenkwinkel und der -drehzahl, wird zunächst die

Transformation mit \mathcal{T}_2 zwischen den fahrzeugfesten und den radfesten Koordinaten

$$\begin{pmatrix} v_{r,x,i} \\ v_{r,y,i} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \cos(\delta_i) & \sin(\delta_i) \\ -\sin(\delta_i) & \cos(\delta_i) \end{pmatrix} \begin{pmatrix} v_{x,i} \\ v_{y,i} \end{pmatrix} \quad (4.52)$$

betrachtet. Mit der Annahme, dass der Radgeschwindigkeitsvektor immer Längsrichtung des Rades zeigt, wenn der Referenz-Lenkwinkel eingestellt wird, resultiert mit $v_{r,y,i} = 0$, der Schräglaufwinkel ist Null, und

$$v_{r,x,i} = \omega_i r^{\text{wd}} \quad (4.53)$$

die translatorischen Geschwindigkeiten des Rades im fahrzeugfesten Koordinatensystem zu

$$\begin{pmatrix} v_{x,i} \\ v_{y,i} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \cos(\delta_i) \\ \sin(\delta_i) \end{pmatrix} \omega_i r^{\text{wd}}, \quad (4.54)$$

wobei die Verbindung zu den Referenzgrößen $\omega_{\text{ref},i}$ und $\delta_{\text{ref},i}$ über

$$\mathbf{h}_i(\tilde{\mathbf{x}}_i) = r^{\text{wd}} \cdot \begin{pmatrix} \omega_{\text{ref},i} \cos(\delta_{\text{ref},i}) \\ \omega_{\text{ref},i} \sin(\delta_{\text{ref},i}) \end{pmatrix} \quad (4.55)$$

hergestellt wird. Ziel dabei ist es, dass der resultierende Schräglaufwinkel in diesem Berechnungsschritt minimal wird.

Die Annahmen zur Gleichung 4.55 sowie der Fall $c_{\text{dyn},i} = 0$ führen dazu, dass der Schräglaufwinkel des Rades nicht direkt eingestellt wird. Das Folgen der Geschwindigkeitsreferenz wird durch den Ansatz dennoch sichergestellt, da die Referenzlenkwinkel und -drehzahlen so bestimmt werden, dass die translatorischen Referenz-Geschwindigkeiten des Rades $\mathbf{v}_{xy,\text{ref}}$ eingestellt werden, die dem Regeleingriff der Positions- und Geschwindigkeitsfolgeregelung, siehe Abschnitt 4.1, entsprechen. Der Schräglaufwinkel entsteht dann beim Applizieren der Referenzlenkwinkel und -drehzahlen, wodurch eine Kraftübertragung auf die Straße erfolgt.

Für die Geschwindigkeitsreferenzfolge resultiert der erste Teil der Gütefunktion, zusammen mit der Gewichtungsmatrix $\mathbf{Q}_{\text{dyn},i}$ zu

$$\tilde{J}_1(\cdot) = (\mathbf{h}_i(\tilde{\mathbf{x}}_i) - \tilde{\mathbf{r}}_i)^\top \mathbf{Q}_{\text{dyn},i} (\mathbf{h}_i(\tilde{\mathbf{x}}_i) - \tilde{\mathbf{r}}_i). \quad (4.56)$$

4.3.6 Bewertung des Regelfehlers der Kraftreferenz

Der Einfluss der Stellgrößenverteilung, das Folgen der Kraftreferenz, hat durch das Gütemaß $\tilde{J}_1(\cdot)$ aus Gleichung (4.56) und die zeitvariante Gewichtung der Geschwindigkeitsreferenz einen Einfluss bei innerstädtischen Fahrten mit $|\mathbf{v}^{\text{hd}}| \approx 8 \text{ m s}^{-1}$ bis Fahrten mit relativ hoher Geschwindigkeit bei $|\mathbf{v}^{\text{hd}}| \approx 20 \text{ m s}^{-1}$. Bei langsameren Manövern bleibt der Einfluss durch niedrige Schlupfwerte gering. Damit die energie- und kraftschlussoptimalen Referenzkräfte auch in diesen Betriebsbereichen das Fahrverhalten beeinflussen, wird ein zweites Gütemaß eingeführt, das ein Folgen der Kraftreferenzen $\mathbf{F}_{xy,\text{ref},i}$ erzielt. Ziel ist es, der Referenz

$\mathbf{F}_{xy,ref,i}$ mit der Bestimmung der Referenzlenkwinkel und -raddrehzahlen $\omega_{ref,i}$ und $\delta_{ref,i}$ zu folgen.

Die Verbindung zwischen den Optimierungsparametern $u_{\omega,i}$ und $u_{\delta,i}$ zum Gütemaß erfolgt über die Betrachtung der anliegenden Drehmomente an den Aktoren, die durch die Kräfte in der Reifenaufstandsfläche im Fahrzeugkoordinatensystem hervorgerufen werden. Mit den Referenzkräften $\mathbf{F}_{xy,ref,i}$, dem Radradius r^{wd} sowie einem nominalen Reifennachlauf \hat{n}_k resultieren als Referenzdrehmomente

$$\begin{aligned} \mathbf{u}_{ref,i} &= \mathbf{g}(\mathbf{F}_{xy,ref,i}, \delta_{ist,i}) \\ &= \begin{pmatrix} r^{wd}(\cos(\delta_{ist,i})F_{x,ref,i} + \sin(\delta_{ist,i})F_{y,ref,i}) \\ \hat{n}_k(-\sin(\delta_{ist,i})F_{x,ref,i} + \cos(\delta_{ist,i})F_{y,ref,i}) \end{pmatrix}. \end{aligned} \quad (4.57)$$

Eine mögliche Erweiterung wäre die Berücksichtigung eines zeitvarianten Nachlaufs \hat{n}_k bestimmt über die Fahrwerkskinematik.

Die Verbindung zwischen Gütemaß und Nebenbedingungen erfolgt durch die virtuellen Drehmomente $u_{\omega,i}$ und $u_{\delta,i}$. Diese Optimierungsparameter werden zum einen durch die dynamischen Nebenbedingungen beschränkt, da sich der Vektor $\tilde{\mathbf{x}}_i$ nicht beliebig schnell ändern darf, und zum anderen da diese der Drehmomentenreferenz $\mathbf{u}_{ref,i}$ folgen, wodurch der zweite Term im Gütemaß des MPCs mit der Gewichtungsmatrix $\mathbf{R}_{dyn,i}$ zu

$$\tilde{J}_2(\cdot) = (\mathbf{g}(\mathbf{F}_{xy,ref,i}, \delta_{ist,i}) - \tilde{\mathbf{u}}_i)^\top \mathbf{R}_{dyn,i} (\mathbf{g}(\mathbf{F}_{xy,ref,i}, \delta_{ist,i}) - \tilde{\mathbf{u}}_i) \quad (4.58)$$

bestimmt wird.

Im Unterschied zum Ansatz präsentiert in [SZH20], in dem die dynamischen Nebenbedingungen durch die Kraftreferenz angepasst werden und dadurch das Folgen dieser erzwungen wird, verbleiben die dynamischen Nebenbedingungen bei dem hier präsentierten Ansatz unabhängig von den Referenzgrößen, wodurch sichergestellt wird, dass die Referenzgrößen durch die Aktoren eingeregelt werden können.

Schließlich werden die Optimierungsparameter $\tilde{\mathbf{u}}_i$ verworfen, da die Radmodulregelung das Folgen der Lenkwinkel- und Raddrehzalreferenz ausführt und dabei durch die Störgrößenkompensation Soll Drehmomente für die Elektromotoren bestimmt.

Endwertgewichtung

Bei Manövern mit geringen Geschwindigkeiten, z. B. Parkszenarien, in denen die Reifen hohe Schlupfwerte aufweisen und durch das Gleiten auf der Fahrbahn die Reifen stark beansprucht werden, kann durch die Endwertgewichtung bereits während des Rangiervorganges ein zurückführen der Räder in ihre Ausgangsstellung erfolgen.

Für den Lenkwinkel wird deshalb die Endwertgewichtung

$$\Delta = (\delta_i - \delta_{end,i})^2 \quad (4.59)$$

eingeführt. Da diese nur beim Beenden eines Manövers die Reifen in eine definierte Ausgangsstellung $\delta_{\text{end},i}$ zurückführen soll, wird über den arbeitspunktabhängigen Koeffizienten $d_{\text{dyn},i}$ das Ein- und Ausblenden der Endwertgewichtung mit

$$d_{\text{dyn},i} = d_{\text{max}} \cdot e^{-k_d \cdot |r_i|} \quad (4.60)$$

erzielt. Die Parameter k_d und d_{max} sind durch Simulationen einzustellen. Als drittes Element der Gütefunktion des MPC resultiert

$$\tilde{J}_3(\cdot) = d_{\text{dyn},i} \Delta. \quad (4.61)$$

4.3.7 Modellprädiktives Optimierungsproblem

Damit die Radmodul-Führungsgrößenbestimmung über den kompletten Betriebsbereich des Fahrzeugs geeignete Referenzen bestimmt, werden die beiden Gewichtungsmatrizen $\mathbf{Q}_{\text{dyn},i}$ und $\mathbf{R}_{\text{dyn},i}$ so ausgelegt, dass eine zur translatorischen Geschwindigkeit des Rades proportionale Gewichtung zwischen den beiden Termen \tilde{J}_1 und \tilde{J}_2 stattfindet. Dabei werden neben konstanten Parametern λ_q und λ_r analog zu (4.51) und (4.59) die beiden arbeitspunktabhängigen Funktionen

$$q_{\text{dyn}} = q_{\text{max}} \cdot (1 - e^{-k_q \cdot |r_i|}), \quad (4.62)$$

$$r_{\text{dyn}} = r_{\text{max}} \cdot e^{-k_r \cdot |r_i|}, \quad (4.63)$$

mit den konstanten Parametern q_{max} , r_{max} , k_q und k_r eingestellt. Es resultieren die Gewichtungsmatrizen

$$\mathbf{Q}_{\text{dyn},i} = \begin{bmatrix} \lambda_q q_{\text{dyn}} & 0 \\ 0 & q_{\text{dyn}} \end{bmatrix} \quad (4.64)$$

und

$$\mathbf{R}_{\text{dyn},i} = \begin{bmatrix} \lambda_r r_{\text{dyn}} & 0 \\ 0 & r_{\text{dyn}} \end{bmatrix}. \quad (4.65)$$

Zusammenfassend entsteht der MPC 4.1 zur Radmodul-Führungsgrößenbestimmung.

MPC 4.1 (Radmodul-Führungsgrößenbestimmung)

Die Führungsgrößen $\delta_{\text{ref},i}$ und $\omega_{\text{ref},i}$ werden durch Lösen des modellprädiktiven Optimierungsproblems

$$\min_{\tilde{\mathbf{u}}_i} J_i = \min_{\tilde{\mathbf{u}}_i} \int_{t_0}^{t_0+h_p\Delta T} \left(\tilde{J}_1(\cdot) + \tilde{J}_2(\cdot) \right) dt + \tilde{J}_3(\cdot) \quad (4.66)$$

mit der Prädiktionslänge h_p und der Abtastzeit ΔT sowie unter den Nebenbedingungen

$$\dot{\tilde{\mathbf{x}}}_i = \mathbf{A}_i \tilde{\mathbf{x}}_i + \mathbf{B}_i \tilde{\mathbf{u}}_i, \quad (4.67)$$

$$\tilde{\mathbf{x}}_{0,i} = \tilde{\mathbf{x}}_{\text{ist},i}(t_0),$$

$$\delta_i \in [\delta_{\text{min},i}, \delta_{\text{max},i}], \quad (4.68)$$

$$\omega_i \in [\omega_{\text{min},i}, \omega_{\text{max},i}],$$

bestimmt.

Die Parameter sind in Anhang B.1 aufgeführt. Die Implementierung mit Parametern und Randbedingungen, z. B. der Diskretisierung des MPCs, in Tabelle B.1.2.

Abschließend wird zusammengefasst, dass der Algorithmus sowohl der Geschwindigkeitsreferenz, wie auch der Kraftreferenz folgt, wobei zeitvariante Gewichtungen den aktuellen Arbeitspunkt zur Bestimmung optimaler Führungsgrößen berücksichtigen. Die Singularität aus Gleichung (4.44) wird ebenfalls durch eine arbeitspunktabhängige Gewichtung vermieden, wodurch der verbleibende Algorithmus für den kompletten Betriebsbereich des Fahrzeugs verwendet werden kann. Die verbleibenden Anforderungen, siehe Abschnitt 4.3.2, werden ebenfalls erfüllt. Durch die Wahl der modellprädiktiven Struktur erfolgt implizit die Beschränkung der Zustandsgrößen als Intervalle sowie die Berücksichtigung der Dynamik der unterlagerten Regelkreise. Die arbeitspunktabhängigen Gewichtungsmatrizen sowie die modellprädiktive Bestimmung des unterlagerten Systemverhaltens ermöglichen es dem Lösungsalgorithmus auch durch beschränkte Zustandsgrößen einen der beiden optimalen Arbeitspunkte, siehe Abbildung 4.6, anzusteuern.

Durch die relativ hohe Parameteranzahl entsteht aber auch ein erhöhter Parametrierungsaufwand. Die Bewertung des Algorithmus erfolgt in der Gesamtregelungsarchitektur in simulativen Tests mit dem detaillierten Simulationsmodell in Abschnitt 6.2, wobei die übergeordneten Ziele der Regelung ausgewertet werden. Aussagen über Konvergenz, Stabilität oder globale Optimalität durch das nichtlineare Gütemaß sind nicht trivial und werden in dieser Arbeit nicht untersucht.

Als verbleibende, diskrete Heuristik ist die Unterscheidung zwischen dem Aus- und Einparken manuell zu betrachten, denn die Endwertgewichtung ist nur beim Einparken des Fahrzeugs sinnvoll. Für alle anderen Manöver sollte $d_{\text{max}} = 0$ gewählt werden, wodurch die Endwertgewichtung aus dem Gütemaß entfällt.

4.4 Radmodul-Regelung

Auf der untersten Ebene der Regelungsarchitektur, siehe Abbildung 4.1, werden die Führungsgrößen δ_{ref} und ω_{ref} aus der Radmodul-Führungsgrößenbestimmung eingeregelt. Für die Lenkungs- und Raddrehzahlregelung wird je ein Regelkreis je Radmodul integriert. Dabei soll das Einregeln der Sollwerte möglichst schnell und mit stationärer Genauigkeit erfolgen, wodurch gängige Anforderungen an die Regelkreise erfüllt werden [FD94]. Entscheidend für die Regelungsgüte ist die Kompensation der in Abschnitt 3.5 präsentierten Störgrößen, die nichtlinear und abhängig von der Fahrwerkskinematik sind.

Die in diesem Abschnitt vorgestellten Methoden und Algorithmen sichern die Grundlage der kaskadierten Regelungsarchitektur, wodurch die vereinfachten Modellannahmen der überlagerten Regelkreise gültig bleiben. Die Entkopplung der nichtlinearen Anteile sowie ein geschlossener Regelkreis mit niedrigen Zeitkonstanten wird erzielt.

4.4.1 Lenkwinkelregelung

Die Grundlage des Reglerentwurfs ist das Zustandsraummodell 3.6 sowie die akkumulierte Störgröße (3.75). Diese Störgrößen wirken in geschwindigkeitsabhängigen Arbeitsbereichen unterschiedlich stark und abhängig von den kinematischen Kennwerten, wie in Tabelle 3.6 zusammengefasst. Obwohl Methoden existieren, z. B. [BCL09] oder [YTM⁺04], um einzelne Störgrößen zu schätzen, ist es zur Regelung wichtig, die vollständige Wirkung der Störgröße $M_{\delta,d}$ zu kompensieren.

Zur Störgrößekompensation wird ein *High-Gain*-Luenberger-Beobachter ([Tha73], [Kha08]) entworfen, der neben der Störgröße $M_{\delta,d,i}$ auch die Lenkwinkeländerung $\dot{\delta}_i$ beobachtet. Durch die eingeführten Gleichungen der Störgrößen wird angenommen, dass diese keine Dynamik aufweisen. Deshalb wird der Ansatz verfolgt mit einer möglichst schnellen Schätzung, negative Eigenwerte mit hohem Betrag des Beobachters, dem nichtlinearen Verhalten der akkumulierten Störgröße zu folgen. Eine bekannte praktische Grenze bei der Parametrierung ist der Einfluss des Messrauschen, welches bei hohen Eigenwerten ebenfalls amplifiziert wird. Dieser Zusammenhang wird in [SRH20] untersucht. Es wird gezeigt, dass die Regelungsgüte bei der Verwendung dieses Ansatzes bei Messrauschen basierend auf realen Sensordaten ausreichend hoch bleibt, damit die Anforderungen an diese Regelungskaskade erfüllt bleiben. Mit dem resultierenden linearen Modell und der beobachteten Lenkwinkeländerung $\hat{\delta}_i$ erfolgt der Entwurf einer optimalen Regelung und eines Vorfilters nach [Lun14b].

Der Entwurf erfolgt wieder für ein Radmodul, da die anderen analog bestimmt werden können.

High-Gain-Luenberger-Beobachter

Die Lenkungsdynamik 3.6 wird mit dem Zustand $\hat{M}_{\delta,d}$ sowie dem Beobachterverstärkungsvektor \mathbf{L}_δ erweitert, wodurch das Zustandsraummodell

$$\hat{\mathbf{x}}^{\text{ld}} = \underbrace{\begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 \\ 0 & -d_\delta/J_{z,0}^{\text{ld}} & -1/J_{z,0}^{\text{ld}} \\ 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}}_{\mathbf{A}_\delta} \hat{\mathbf{x}}^{\text{ld}} + \underbrace{\begin{pmatrix} 0 \\ 1/J_{z,0}^{\text{ld}} \\ 0 \end{pmatrix}}_{\mathbf{B}_\delta} u^{\text{ld}} + \mathbf{L}_\delta (\delta_{\text{ist}} - \hat{\delta}), \quad (4.69)$$

$$\hat{\mathbf{y}}^{\text{ld}} = \underbrace{\begin{pmatrix} 1 & 0 & 0 \end{pmatrix}}_{\mathbf{C}_\delta} \hat{\mathbf{x}}^{\text{ld}},$$

mit

$$\hat{\mathbf{x}}^{\text{ld}} = \begin{pmatrix} \hat{\delta} & \dot{\hat{\delta}} & \hat{M}_{\delta,d} \end{pmatrix}^\top \quad (4.70)$$

zur Schätzung der Systemzustände und der akkumulierten Störgröße entsteht. Für das Trägheitsmoment wird der nominelle Wert $J_{z,0}^{\text{ld}}$ angenommen, siehe Anhang A.4. Zur Parametrierung des Beobachters wird der Verstärkungsvektor

$$\mathbf{L}_\delta = \begin{pmatrix} l_{\delta,1} \\ l_{\delta,2} \\ l_{\delta,3} \end{pmatrix} \quad (4.71)$$

ausgelegt. Die Struktur des Beobachters ist in Abbildung 4.8 dargestellt.

Optimale Regelung und Vorfilter

Wird die Störgröße fehlerfrei kompensiert, resultiert als lineares Modell der Lenkungsdynamik

$$\begin{aligned} \dot{\mathbf{x}}^{\text{ld}} &= \underbrace{\begin{bmatrix} 0 & 1 \\ 0 & -d_\delta/J_{z,0}^{\text{ld}} \end{bmatrix}}_{\mathbf{A}_{\delta,0}} \mathbf{x}^{\text{ld}} + \underbrace{\begin{pmatrix} 0 \\ 1/J_{z,0}^{\text{ld}} \end{pmatrix}}_{\mathbf{B}_{\delta,0}} u^{\text{ld}} \\ \mathbf{y}^{\text{ld}} &= \underbrace{\begin{bmatrix} 1 & 0 \end{bmatrix}}_{\mathbf{C}_{\delta,0}} \mathbf{x}^{\text{ld}}. \end{aligned} \quad (4.72)$$

Die optimale Zustandsrückführung

$$u_{\text{fb}}^{\text{ld}} = -\mathbf{R}_\delta \hat{\mathbf{x}}^{\text{ld}} \quad (4.73)$$

mit der Rückführungsverstärkungsmatrix

$$\mathbf{R}_\delta = \mathbf{T}_\delta^{-1} \mathbf{B}_{\delta,0}^\top \tilde{\mathbf{P}}_\delta \quad (4.74)$$

resultiert mit der positiv definiten, symmetrischen Matrix $\tilde{\mathbf{P}}_\delta$ aus der Lösung der Matrix-Riccatigleichung

$$\mathbf{A}_{\delta,0}^\top \tilde{\mathbf{P}}_\delta + \tilde{\mathbf{P}}_\delta \mathbf{A}_{\delta,0} - \tilde{\mathbf{P}}_\delta \mathbf{B}_{\delta,0} \mathbf{T}_\delta^{-1} \mathbf{B}_{\delta,0}^\top \tilde{\mathbf{P}}_\delta + S_\delta = \mathbf{0} \quad (4.75)$$

des Nominalsystems $(\mathbf{A}_{\delta,0}, \mathbf{B}_{\delta,0}, \mathbf{C}_{\delta,0})$ und der Gewichtungsmatrix \mathbf{T}_δ sowie dem Gewichtungparameter S_δ aus dem Gütefunktional

$$J_\delta = \int (\mathbf{x}^{\text{ld}})^\top \mathbf{T}_\delta \mathbf{x}^{\text{ld}} + (u_{\text{fb}}^{\text{ld}})^2 S_\delta dt, \quad (4.76)$$

wobei die Gewichtungsmatrix \mathbf{T}_δ positiv definit und der Parameter $S_\delta > 0$ ausgelegt werden müssen. Das Vorfilter resultiert zu

$$\mathbf{V}_\delta = - \left(\mathbf{C}_{\delta,0} (\mathbf{A}_{\delta,0} - \mathbf{B}_{\delta,0} \mathbf{R}_\delta)^{-1} \right)^{-1}, \quad (4.77)$$

wodurch die Vorsteuerung

$$u_{\text{ff}}^{\text{ld}} = \mathbf{V}_\delta \delta_{\text{ref}} \quad (4.78)$$

zusammen mit der Rückführung (4.73) das Regelgesetz zu

$$u^{\text{ld}} = u_{\text{ff}}^{\text{ld}} + u_{\text{fb}}^{\text{ld}} = \mathbf{V}_\delta \delta_{\text{ref}} - \mathbf{R}_\delta \hat{\mathbf{x}}^{\text{ld}} \quad (4.79)$$

bilden.

Die vollständige Struktur des Regelkreises ist in Abbildung 4.8 dargestellt.

4.4.2 Raddrehzahlregelung

Bei der Raddrehzahlregelung wird angenommen, dass eine PI-Regelung ausreichend ist, um die Störgrößen auszuregeln. Die Regelung wird für den linearen Teil der Modellgleichung 3.7 entworfen.

Obwohl das durch einen P-Regler geregelte Raddrehzahlssystem im geschlossenen Kreis integrales Verhalten hat, gilt die stationäre Genauigkeit nur durch den Endwertsatz bei einem konstanten Eingangssprung. Die Führungsgröße des Regelkreises stellt nur für konstante Eingangswerte durch die Radmodul-Führungsgrößenbestimmung einen Sollwertsprung dar. Wird einer Trajektorie gefolgt, was in dieser Arbeit im Fokus steht, wird diese Bedingung nicht erfüllt. Damit die Regelabweichung auch bei anderen Sollwertänderungen dennoch gegen Null konvergiert, wird ein Integrator mit Verstärkungsfaktor dem Regelkreis ergänzt.

Mit den Verstärkungsfaktoren $R_{\omega,P}$ und $R_{\omega,I}$ resultiert die Steuergröße

$$u^{\text{wd}} = J_y^{\text{wd}} \left(R_{\omega,P} (\omega_{\text{ist}} - \omega_{\text{ref}}) + R_{\omega,I} \int (\omega_{\text{ist}} - \omega_{\text{ref}}) dt \right) \quad (4.80)$$

der Raddrehzahlenkung. Der Regelkreis ist in Abbildung 4.8 dargestellt.

4.5 Zusammenfassung

Innerhalb der Regelungsarchitektur der durchgängigen Fahrzeugführungsregelung werden keine Heuristiken zur Regelung ausgewählter Betriebsbereiche implementiert. Gezielte Parametrierungen für Spezialfälle, Tiefpassfilter oder das Aktivieren und Deaktivieren einzelner Strukturen, um Führungsgrößen an die nachfolgenden Kaskaden anzupassen oder Zustandsgrößen einzelner Regelkreise zu glätten, werden nicht verwendet. Mit Ausnahme der Trajektorienfolgeregelungen und der Radmodulregelungen wird in jeder Ebene der Regelungskaskade ein Optimierungsproblem formuliert und zum aktuellen Arbeitspunkt gelöst. Die Freiheitsgrade des Fahrzeugkonzepts werden dadurch zur Optimierung der sekundären Optimierungsziele, Energieverbrauch und Kraftschlussausnutzung, ausgenutzt. Durch die Radmodul-Führungsgrößenbestimmung wird weiterhin der erhöhte Lenkwinkelbereich der Radmodule, auch bei beschränkten Lenkwinkeln, optimal angesteuert. Mit den verwendeten Methoden in der resultierenden Regelungsarchitektur erfolgt die Ansteuerung des Fahrzeugs ohne Einschränkungen des Betriebsbereichs. Dadurch, dass die Regelungen an einem realitätsnahen Simulationsmodell eingestellt und erprobt werden, ist anzunehmen, dass die präsentierte Regelungsarchitektur eine geeignete initiale Fahrzeugführungsregelung für den Einsatz in einem Realfahrzeug darstellt.

Mit dieser Fahrzeugführungsregelung wird ermöglicht das Fahrzeug ohne Einschränkungen des Betriebsbereichs anzusteuern. Ebenfalls werden die Referenzreifenkräfte aus der Stellgrößenverteilung bei der Bestimmung der Referenzlenkwinkel- und Raddrehzahlen berücksichtigt, wodurch die optimalen Referenzreifenkräfte, hinsichtlich des Energieverbrauchs und der Kraftschlussausnutzung, bis auf die Radmodul-Regelkreise durchgeführt werden. Weiterhin werden die Dynamiken der Radmodul-Aktoren in der Radmodul-Führungsgrößenbestimmung berücksichtigt.

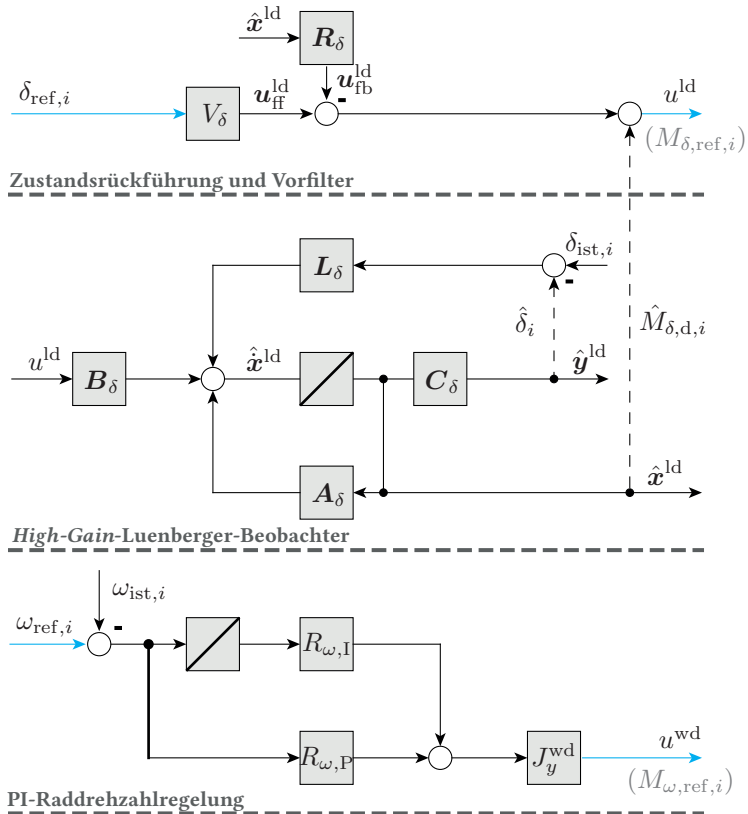


Abbildung 4.8: Regelkreis der Lenkwinkelregelung mit High-Gain-Luenberger-Beobachter, Zustandsrückführung und Vorfilter sowie PI-Raddrehzahlregelung.

5 Auslegungsverfahren zur Topologie-Optimierung

5.1 Übersicht

In dieser Arbeit erfolgt die Optimierung des Fahrwerks durch das Auslegungsverfahren das in diesem Kapitel präsentiert wird. Das Verfahren verwendet die detaillierte Modellierung aus Kapitel 3 und die entworfene Fahrzeugführungsregelung aus Kapitel 4 als Simulationsgrundlage einer stochastischen Black-Box-Optimierung, die mit der Partikelschwarmoptimierung, siehe Anhang E.2, gelöst wird. Eine optimale Parametrierung der geometrischen Zusammenhänge (Topologie) der Radaufhängung, die virtuellen Lenker und Drehpole des White-Box-Fahrwerkmodells, wird bestimmt. Darauf aufbauend kann eine Konkretisierung des Fahrwerks erfolgen. Das iterative Auslegungsverfahren zur Topologie-Optimierung unterteilt sich in eine Vorauslegung, eine Grundauslegung mit Black-Box-Optimierungen¹ sowie eine Nachauslegung.

Die Vorauslegung initialisiert das vollständige Fahrzeugmodell aus Kapitel 3, wodurch auch im Wesentlichen die Struktur und die Komponenten des Fahrzeugs festgelegt werden. Weitere Elemente der Vorauslegung sind die Berechnung der Feder- und Dämpferkonstanten der Federbeine. Für die Räder werden deutlich höhere Massen angenommen, wodurch die Auslegung abweichend von der Parametrierung aus der Literatur (gegenüber beispielsweise [Mos16]) erfolgen muss. Anschließend wird die Parametrierung der kaskadierten Regelungsarchitektur mit dem Entwurfsmodell aus Kapitel 4 und die Feinabstimmung mit dem vollständigen Modell durchgeführt. Die Vorauslegung schließt mit einer ersten Black-Box-Optimierung zur Bestimmung der Höhe des Wank- und Nickzentrums. Ein Gütemaß wird definiert, mit dem der Fahrkomfort innerhalb dieses Optimierungsschrittes optimiert wird.

In der Grundauslegung des Verfahrens erfolgt die Auslegung der virtuellen Drehpole und Lenkerlängen der Radaufhängung für ein optimales kinematisches Verhalten der Radaufhängung. Die Grundauslegung unterteilt sich in die Bestimmung der kinematischen Kennwerte in der Konstruktionslage sowie die Festlegung der Hebelarme und Drehpole. Zu beiden Black-Box-Optimierungen werden geeignete Manöver ausgewählt. Im Fokus der Optimierung steht die Reduzierung des Energieverbrauchs des Fahrzeugs über die Betrachtung der Verlustleistungen der Radmodule. Dazu werden Gütemaße definiert, die den Energieverbrauch sowie

¹ Eigentlich sind es Grey-Box-Modelle, da diese sowohl aus White-Box-Ansätzen, z. B. die dynamischen Gleichungen des Fahrzeugaufbaus, als auch aus Black-Box-Modellen, z. B. das Reifenmodell, bestehen. Aus Sicht des Optimierungsverfahrens ist allerdings nur das Ein- und Ausgangsverhalten relevant, weshalb ab hier durchgängig Black-Box-Modelle und -Optimierungen genannt werden.

die Berücksichtigung konstruktiver Empfehlungen aus der Literatur verwenden. Zwischen beiden Schritten der Grundauslegung erfolgt eine manuelle Auswahl und Evaluation der Zwischenergebnisse, wie von [Mäd12] vorgeschlagen. Abbildung 5.1 stellt eine Iterationsschleife der Black-Box-Optimierung der einzelnen Stufen des Auslegungsverfahrens dar.

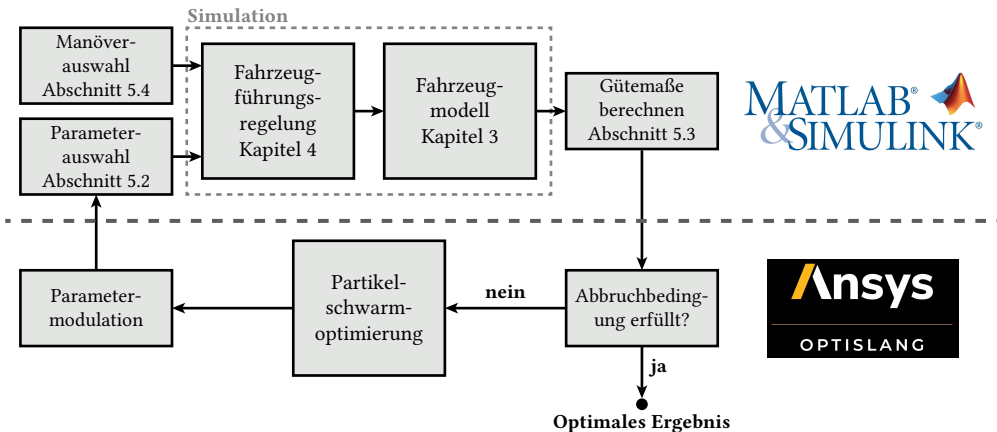


Abbildung 5.1: Eine Iterationsschleife der Black-Box-Optimierung.²

Bei der Nachauslegung wird die Fahrzeugführungsregelung zusammen mit dem vollständigen Modell und dem parametrisierten Fahrwerk mit den Manövern Parkieren, Drehen auf der Stelle und Seitenwindempfindlichkeit getestet. Gegenüber konventionellen Fahrzeugen werden diese Manöver so ausgelegt, dass höhere Lenkwinkel benötigt werden, wodurch das entworfene Fahrwerk über den konventionellen Bereich hinaus erprobt wird. Die Robustheit des Ansatzes wird dadurch überprüft und eine Nach-Parametrierung der Fahrzeugführungsregelung unter Berücksichtigung des Modells mit parametrisiertem Fahrwerk durchgeführt. Tests an einem umfangreichen Manöver³ erfolgen in Kapitel 6 (Ergebnisse und Diskussion), um erste realitätsnahe Aussagen sowie weiterführende Aussagen über das resultierende Fahrwerk-Design anzugeben.

Die einzelnen Stufen des Auslegungsverfahrens sind in Abbildung 5.2 aufgeführt.

Dieses Kapitel ist wie folgt unterteilt: In Abschnitt 5.2 werden die Parameter des Fahrwerkmodells analysiert und relevante Optimierungsparameter daraus abgeleitet. Die den Black-Box-Optimierungen zugeordneten Gütemaße werden in Abschnitt 5.3 bestimmt. Als Eingangsgrößen der Black-Box-Simulationen werden Manöver in Abschnitt 5.4 aufgeführt, deren wesentlichen Merkmale herausgearbeitet und den einzelnen Stufen des Verfahrens zuge-

² Bildquellen: <https://www.okan.edu.tr/en/matlab-simulink/page/6996/about-matlab-and-simulink/> (oben), <https://www.ansys.com/de-de/products/platform/ansys-optislang> (unten), zuletzt abgerufen: 12.10.2021.

³ Dabei werden relevante Aspekte dieser Arbeit implizit berücksichtigt, z. B. die Geschwindigkeitsunabhängigkeit der Fahrzeugführungsregelung, die nicht durch die verwendeten Manöver des Auslegungsverfahrens abgebildet werden können.

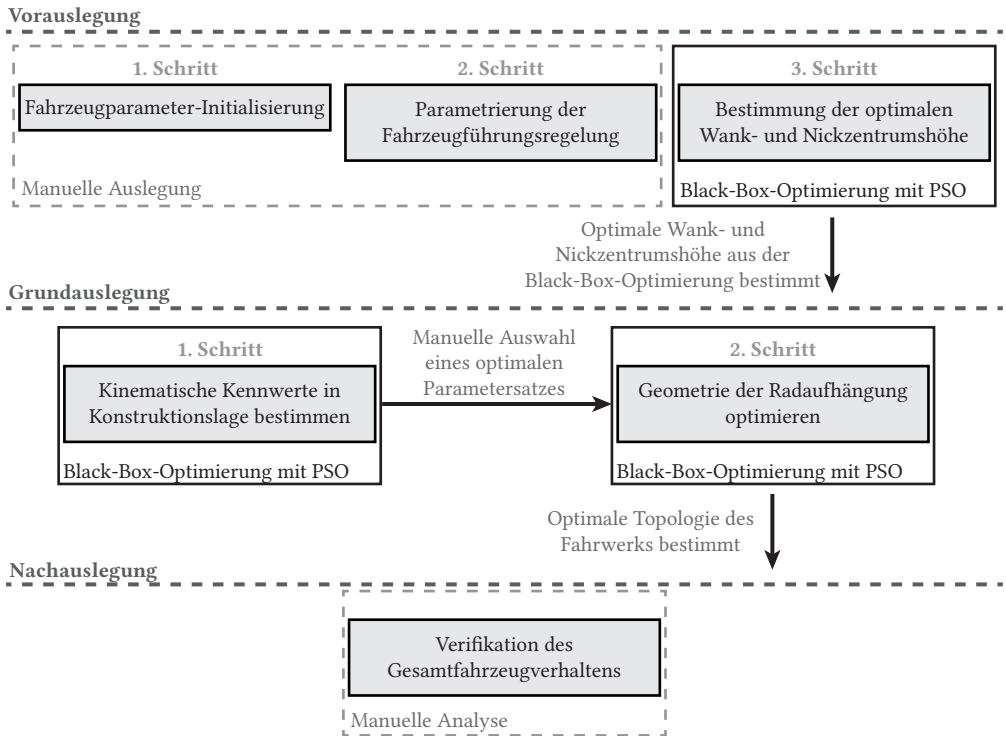


Abbildung 5.2: Übersicht über das Auslegungsverfahren mit den drei Stufen: Vorauslegung, Grundauslegung und Nachauslegung.

teilt werden. Aufbauend auf diesen Ergebnissen werden die einzelnen Stufen des skizzierten Auslegungsverfahrens in Abschnitt 5.5 detailliert zur Strategie zusammengeführt. Die grundlegende Funktionsweise der Partikelschwarmoptimierung wird in Anhang E.2 vorgestellt.

5.2 Auswahl der Optimierungsparameter

In jeder Stufe des Auslegungsverfahrens werden Parameter berechnet oder optimiert. Einige Parameter, wie beispielsweise die Regelungsparameter oder die Feder- und Dämpferkonstanten, werden durch Simulationen festgelegt oder direkt berechnet. Bei der Auslegung des Fahrwerks werden Black-Box-Optimierungen durchgeführt, für die geeignete Optimierungsparameter ausgewählt werden müssen. Mit dem aufgestellten Modell des Fahrwerks, siehe Abschnitt 3.4, sowie einigen grundlegenden Empfehlungen zur Fahrwerksauslegung aus [EG17] und [PH13], die ein prinzipielles Verhalten betrachten und damit für alle Fahrwerke gültig sind, werden Parameter der Federbeine berechnet.

Kinematische Kennwerte & Parameter des Fahrwerkmodells

Im Fokus des Auslegungsverfahrens steht die Topologie-Optimierung der Anbindung des Rades an das Fahrzeug. Wie in Abschnitt 2.5 erläutert, wird dabei keine konkrete Radaufhängung betrachtet, sondern eine virtuelle Anbindung über Hebelarme und Drehpole zur Bestimmung des kinematischen Verhaltens. Als Ausgangspunkt des Fahrwerksentwurfs werden die Höhen des Wank- und Nickzentrums h_{wz} und h_{nz} als Optimierungsparameter

$$\zeta_K = (h_{wz}, h_{nz}) \quad (5.1)$$

festgelegt. In der Vorauslegung, siehe Abschnitt 5.5.1, werden diese durch eine erste Black-Box-Optimierung und der PSO, siehe Abschnitt E.2, bestimmt.

Zur Auswahl der zu berücksichtigenden kinematischen Kennwerte werden zunächst einige kinematische Kennwerte in Tabelle 5.1 ihrer Funktion bei der konventionellen Fahrwerkskonstruktion gegenübergestellt. Dabei kann die Spurhaltestabilität durch einen Fahrer vernachlässigt werden, da dieser nicht betrachtet wird. Ebenfalls ist die Lenkungsrückstellung im Wesentlichen ein auf den Fahrer abgestimmtes Verhalten, das die Kontrolle über das Fahrzeug verbessert [PH13]. In dieser Arbeit übernimmt eine Regelung diese Aufgabe. Eine Unterstützung der Stellgrößen ist hier wünschenswert, allerdings ist die Energiebilanz nicht eindeutig, da das Einstellen eines Lenkwinkels entgegen der Rückführung durch die Nachlaufstrecke arbeitet. Dieser Aspekt wird deshalb durch die Betrachtung der aufgebrachten Energie zum Einstellen eines Lenkwinkels berücksichtigt. Die Spur bzw. Vorspur des Fahrzeugs als Maßnahme zur Verbesserung der Geradeausführung und dem Einstellen des Über- und Untersteuerns wird durch die Fahrzeugführung übernommen, wodurch flexibler, gegenüber einer starren Festlegung durch die Fahrwerkmechanik, Einfluss auf das Fahrverhalten genommen wird.

Direkt betrachtet werden die Hebelarme der Störkräfte und Momente. Diese sind in Abschnitt 3.5 modelliert worden und haben somit direkten Einfluss auf die Auslegung der Radaufhängung. Die Unterstützung der Seitenkraftübertragung durch das Fahrwerk als wesentliches Element der Querführung des Fahrzeugs wird in dieser Arbeit indirekt über den Energieverbrauch betrachtet. Da keine Schätzung der Sturz-Seitenführungskraft erfolgt, ist zu untersuchen, wie der Sturz durch das Verfahren ausgelegt werden sollte und wie die Fahrzeugführungsregelung zusammen mit dem Fahrwerk das Fahrverhalten bestimmt.

Basierend auf den Funktionen der kinematischen Kennwerte, werden einige Empfehlungen zur Auslegung der Radaufhängung aus der Literatur in Tabelle 5.2 zusammengefasst. Dabei können einige Zielbereiche der Parameter unmittelbar auch für ein 4WD4WS identifiziert werden. Die Spreizungswinkel- und Nachlaufwinkeländerungen $\Delta\sigma$ und $\Delta\tau$ sollen sich mit der Radfederung nur wenig ändern, damit eine harmonische Führung des Fahrzeugs für den Fahrer erzeugt wird [EG17]. Dieser Aspekt ist durch die verwendete Fahrzeugführungsregelung nicht mehr relevant, weshalb keine detailliertere Betrachtung zur Auslegung dieser Kennwerte erfolgt. Der Sturzwinkel als maßgebliche kinematische Größe zur Seitenkraftübertragung wird für das 4WD4WS vertiefend diskutiert.

Tabelle 5.1: Kinematische Kennwerte und deren Funktion bei der Fahrwerkskonstruktion.

Funktion	Zugeordnete kinematische Kennwerte
Seitenkraftübertragung	Sturzwinkel γ Nachlaufwinkel τ
Hebelarme für Störkräfte und -momente	Nachlaufstrecke n_k Spreizungsversatz r_σ Lenkrollradius r_L
Spurhaltestabilität	Nachlaufstrecke n_k Spur, Vorspur
Lenkungsrückstellung	Nachlaufstrecke n_k Spreizungswinkel σ

Tabelle 5.2: Empfehlungen zur Auslegung der kinematischen Kennwerte aus dem Stand der Technik ([PH13],[EG17]).

Parameter	Zielbereich	Begründung
Spreizungsversatz r_σ	$r_\sigma \rightarrow 0$	Niedriges Rückstellmoment beim Anfahren
Nachlaufstrecke n_k	$n_k \rightarrow 0$ mit $n_k > 0$	Seitenwindempfindlichkeit niedriger Verringerter Einfluss der Straßenunebenheiten
Lenkrollradius r_L	$r_L \rightarrow 0$	Niedriges Rückstellmoment beim Anfahren
Sturzwinkel γ	$[-\gamma_{\max}, 0]$	Wird nachfolgend diskutiert
Spreizungs- und Nachlaufwinkeländerungen $\Delta\sigma$ und $\Delta\tau$	$\Delta\sigma \rightarrow 0$ $\Delta\tau \rightarrow 0$	Niedrige Änderung beim Einfedern des Rads Harmonisches Fahrwerkverhalten

Der Sturzwinkel des Rads bestimmt die Reifenaufstandsfläche, den Kontakt zwischen Fahrzeug und Fahrbahn, und damit die Kraftübertragung. In [Mat07] wird beschrieben, dass eine progressive Zunahme des Sturzes mit dem Einfederweg ideal ist, während in [EG17] ein proportional zum Einfedern zunehmender negativer Sturz die Fahrzeugführung verbessert. In der Konstruktionslage wird $\gamma_0 = 0$ vorgeschlagen sowie eine möglichst geringe Änderung in einem kleinen Bereich um diese Konstruktionslage. Ein negativer Sturz am kurvenäußeren Rad erhöht die Querführungskraft und verringert das Rückstellmoment der Lenkung. Die Radlast beeinflusst dieses Verhalten, weshalb Wanken des Fahrzeugaufbaus während der Kurvenfahrt möglichst niedrig sein sollte. Zusammenfassend ist eine Neigung des Rades zum Kurvenmittelpunkt anzustreben.

Beim 4WD4WS können die Lenkwinkel der Radmodule unabhängig voneinander eingestellt werden. Bei Kurvenfahrten wird allerdings beobachtet, siehe Anhang C.3, dass an der Hin-

terachse mit- oder gegensinnig zur Vorderachse gelenkt wird, was vom Kurvenradius und der Fahrzeuggeschwindigkeit abhängig ist. Bei der beschleunigten Kreisfahrt kann dabei ein Übergang von einem zum anderen Verhalten beobachtet werden. Für eine Linkskurve wird das Lenkungs- und Sturzverhalten beispielhaft in Abbildung 5.3 dargestellt. Abgebildet sind die Lenk- und Sturzwinkel zusammen mit der erwarteten Seitenführungskraft, dem Federweg des Rades und der wirkenden Beschleunigung auf den Fahrzeugschwerpunkt in der (\vec{e}_x, \vec{e}_y) - und (\vec{e}_y, \vec{e}_z) -Ebene. Das in der Gleichung (3.32) definierte Vorzeichen ist zu beachten, ein negativer Sturz zeigt zur Fahrzeugmitte.

Für das 4WD4WS gibt es bislang keine Systematik zur optimalen Auslegung der Sturzwinkel. Zunächst wird dazu Gleichung (3.74) betrachtet, wobei die Terme $\Delta\gamma^1$ und $-\lambda_{o,i}\delta \tan(\tau)$ den Sturzwinkel beeinflussen. Mit $-\lambda_{o,i}\delta \tan(\tau)$ folgt für einen positiven Nachlaufwinkel, dass das Vorzeichen von δ über das Vorzeichen der Sturzwinkeländerungskomponente entscheidet. Wird Abbildung 5.3 betrachtet gilt für die Vorderachse, dass die Sturzänderung durch eine Lenkwinkeländerung beider Radstellungen zur gewünschten Sturzwinkeländerung führt. An der Hinterachse führt eine gleichsinnige Radstellung zur gewünschten Sturzänderung, eine gegensinnige Radstellung, siehe Abbildung 5.3, allerdings dieser entgegen.

Über Gleichung (3.71), den Term $\Delta\gamma^1 = -\Delta\sigma$, kann die Sturzänderung durch die Spreizungswinkeländerung $\Delta\sigma$ analysiert werden. Wird eine ideale Fahrbahnoberfläche ohne Schlaglöcher oder andere Störungen betrachtet, wird der Radhub bei einer Kurvenfahrt im Wesentlichen durch das Trägheitsmoment des Fahrzeugaufbaus bestimmt, der sich bei einer Kurvenfahrt zur Kurvenaußenseite neigt und dadurch die Räder ausfedern. Es resultiert $\Delta\sigma < 0$, was zu einer positiven Sturzwinkeländerung $\Delta\gamma^1$ führt. Beim Einfedern resultiert $\Delta\sigma > 0$, wodurch die Sturzänderung infolge der Radhubbewegungen x_z^{wd} in allen Fällen zu einer Neigung des Rades in die Richtung des gewünschten Sturzwinkels resultiert [L.20b].

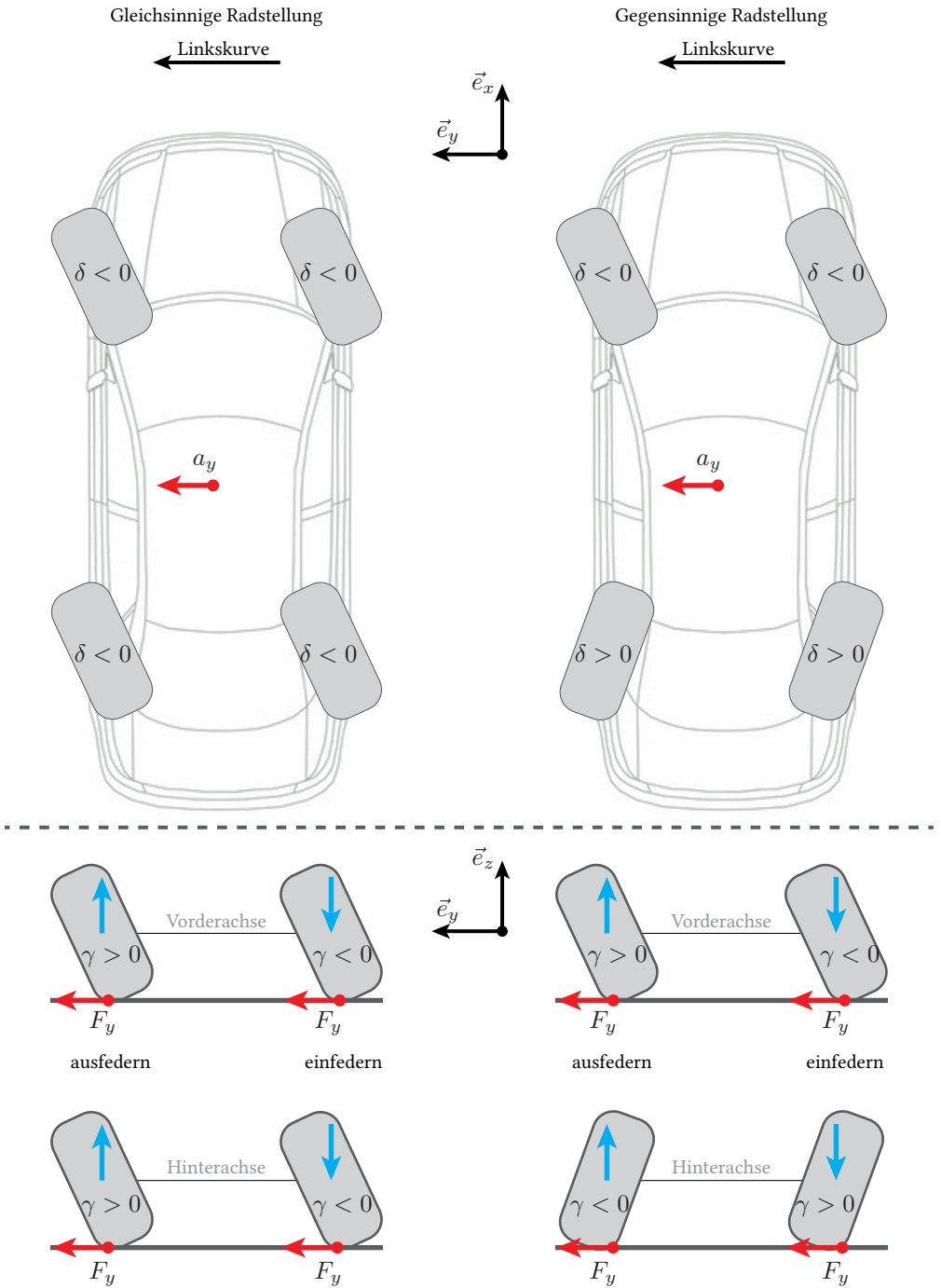


Abbildung 5.3: Verhalten des Sturzwinkel beim Kurvenfahren in Abhängigkeit des Lenkwinkels und des Ein- bzw. Ausfederns zur resultierenden Seitenführungskraft.

Damit der Sturzwinkel des Rades zu einer Verbesserung der Seitenführung führt, wird schließlich ein negativer Sturzwinkel an den kurvenäußeren und ein positiver Sturzwinkel an den kurveninneren Rädern gefordert. Bei den Durchführungen der Black-Box-Optimierungen ist deshalb zu überprüfen, ob die Sturzwinkeländerung der Radbewegung entsprechend folgt. Diese Bedingung ist eine zusätzliche Abbruchbedingung bei der Grundausslegung des Verfahrens. In Algorithmus 1 ist der Algorithmus zur Beurteilung, ob die Anforderungen an eine Sturzänderung erfüllt sind oder nicht, aufgeführt. Dabei erfolgt erst eine Abfrage, ob die Geschwindigkeit des Fahrzeugs $|\mathbf{v}^{\text{hd}}|$, die aktuelle Sturzwinkeländerung $\Delta\gamma$ und der Radhub x_z^{wd} eines Rades die korrespondierenden Schwellwerte $|\mathbf{v}^{\text{hd}}|$, $\underline{\Delta\gamma}$ und $\underline{x_z^{\text{wd}}}$ überschreiten. Entspricht das Vorzeichen der Sturzwinkeländerung schließlich unter diesen Bedingungen nicht dem Vorzeichen des Radhubes nach

$$\text{sgn}(x_z^{\text{wd}}) \stackrel{!}{=} -\text{sgn}(\Delta\gamma) \quad (5.2)$$

bricht die Simulation ab und der aktuelle Parametersatz wird verworfen.

Algorithmus 1 Algorithmus zur Beurteilung der Sturzwinkeländerung während einer Optimierungsschleife

```

1: procedure STURZBEDINGUNGEN( $|\mathbf{v}^{\text{hd}}|$ ,  $|\mathbf{v}^{\text{hd}}|$ ,  $\Delta\gamma$ ,  $\underline{\Delta\gamma}$ ,  $x_z^{\text{wd}}$ ,  $\underline{x_z^{\text{wd}}}$ )
2:   if  $|\mathbf{v}^{\text{hd}}| > |\mathbf{v}^{\text{hd}}|$  and  $\Delta\gamma > \underline{\Delta\gamma}$  and  $x_z^{\text{wd}} > \underline{x_z^{\text{wd}}}$  then
3:     if  $\text{sgn}(x_z^{\text{wd}}) \neq -\text{sgn}(\Delta\gamma)$  then
4:       Optimierung beenden und Parametersatz verwerfen
5:     end if
6:   end if
7: end procedure

```

Das Resultat dieses Vorgehens ist, dass in einem definierten Bereich um die Konstruktionslage mit $\underline{\Delta\gamma}$ Änderungen des Sturzwinkels mit beiden Vorzeichen erzeugt werden können. Mit dem Geschwindigkeitsschwellwert $|\mathbf{v}^{\text{hd}}|$ wird die Relevanz der zusätzlichen Seitenführungskraft ab einer bestimmten Fahrgeschwindigkeit ausgedrückt. Schließlich erfolgt nur ein Abbruch der Optimierung, wenn das Verhalten für eindeutiges Ein- und Ausfedern nicht dem erwarteten entspricht. Dies wird durch den Schwellwert der vertikalen Bewegung des Rades $\underline{x_z^{\text{wd}}}$ überprüft. Ein Vorteil dabei ist, dass die Radhubkinematik zur Bestimmung des Verhaltens von $\Delta\sigma$ und $\Delta\tau$ geführt wird, da diese Größen keinen direkten Einfluss auf das Gütemaß der Optimierung haben. Dadurch wird der Lösungsbereich des Optimierungsverfahren eingeschränkt, allerdings nur für Bereiche, in denen kein positiver Einfluss auf das Fahrzeugverhalten erwartet wird.

Initiale Kennwerte & Symmetrie

In der Konstruktionslage des Fahrzeugs wird die Orientierung des Rades über die initialen Werte der kinematischen Kennwerte vorgegeben. Diese Größen sind zeitinvariant und wer-

den in der Grundausslegung des Auslegungsverfahrens mit einem Geradeauslauf des Fahrzeugs direkt als Optimierungsparameter betrachtet.

Bei der Optimierung der kinematischen Kenngrößen und der Parameter der Geometrie der Radaufhängung ist es, analog zur konventionellen Fahrwerkskonstruktion, zielführend die linke und rechte Fahrzeugseite symmetrisch auszulegen. Dadurch bleibt das Fahrzeugverhalten unabhängig von der gefahrenen Kurvenrichtung gleichbleibend. Kurveninneres und -äußeres Rad werden dadurch während der Optimierungsschleifen gemeinsam betrachtet, wodurch ein Fahrmanöver ausreicht, um die relevanten Eigenschaften abzubilden. Schließlich verkürzt sich dadurch das Optimierungsverfahren. Die Festlegung der Symmetrie an der Vorder- und Hinterachse erfolgt nach Tabelle 5.3, wodurch die Optimierungsparameter

$$\zeta_0 = (\gamma_{0,vl}, \gamma_{0,hl}, \sigma_{0,vl}, \sigma_{0,hl}, \tau_{0,vl}, \tau_{0,hl}, n_{k,0,vl}, n_{k,0,hl}, r_{L,0,vl}, r_{L,0,hl}) \quad (5.3)$$

zur Beschreibung der Fahrwerkskinematik in der Konstruktionslage festgelegt sind.

Tabelle 5.3: Optimierungsparameter: Initiale kinematische Kennwerte der Radaufhängung.

Sturzwinkel	Spreizungswinkel	Nachlaufwinkel	Nachlaufversatz	Lenkrollradius
$\gamma_{0,vl} = \gamma_{0,vr}$	$\sigma_{0,vl} = \sigma_{0,vr}$	$\tau_{0,vl} = \tau_{0,vr}$	$n_{k,0,vl} = n_{k,0,vr}$	$r_{L,0,vl} = r_{L,0,vr}$
$\gamma_{0,hl} = \gamma_{0,hr}$	$\sigma_{0,hl} = \sigma_{0,hr}$	$\tau_{0,hl} = \tau_{0,hr}$	$n_{k,0,hl} = n_{k,0,hr}$	$r_{L,0,hl} = r_{L,0,hr}$

Durch die Kopplung sowie die dynamische Veränderung während eines Manövers ist eine direkt Optimierung der kinematischen Kennwerte als Optimierungsparameter nicht zielführend. Bei der Herleitung des Fahrwerkmodells sind allerdings Längen virtueller Hebelarme und Höhen virtueller Drehpole definiert worden, die konstant sind und die Ortskurven der Radhub- und Radlenkkinematik sowie die Raderhebungskurve führen. Diese Parameter sind in Tabelle 5.4 aufgeführt und werden im zweiten Optimierungsschritt der Grundausslegung als Optimierungsparameter verwendet. Dabei wird eine Symmetrie zwischen der linken und rechten Fahrzeugseite angenommen, wodurch die geometrischen Größen als Optimierungsparameter

$$\zeta_G = (h_{l,v}, h_{l,h}, L_v, L_h, l_{a,v}, l_{a,h}, l_{r,v}, l_{r,h}, l_{b,v}, l_{b,h}) \quad (5.4)$$

für die Vorder- und die Hinterachse verwendet werden.

Zusammenfassend sind die Optimierungsparameter des Auslegungsverfahrens die Höhe des Wank- und Nickzentrums ζ_K , als Parameter des Fahrwerkmodells, die Kennwerte in Konstruktionslage ζ_0 sowie die virtuellen Drehpole und Hebelarmlängen ζ_G der Radaufhängung. Zielbereiche der kinematischen Größen Nachlaufstrecke n_k , Spreizungsversatz r_σ und Lenkrollradius r_L sind in Tabelle 5.2 aufgeführt, eine Bedingung an die Auslegung des Sturzwinkels γ durch Algorithmus 1 wird berücksichtigt.

Tabelle 5.4: Optimierungsparameter: Virtuelle Lenkerlängen und Drehpolhöhen der Radaufhängung.

Höhe Längspol	Länge der Lenkachse	Federbeinhebelarm	Radhebelarm	Abstand Radträger zu Drehpol
$h_{l,v}$	L_v	$l_{b,v}$	$l_{r,v}$	$l_{a,v}$
$h_{l,h}$	L_h	$l_{b,h}$	$l_{r,h}$	$l_{a,h}$

5.3 Gütemaße

Das Auslegungsverfahren verwendet ein Gütemaß zur Quantifizierung des Fahrkomforts in der Vorauslegung und ein Gütemaß zur Bestimmung des Energieverbrauchs in der Grundauslegung. Das Komfortgütemaß wird in Abschnitt 5.3.1 präsentiert, das Energiegütemaß in Abschnitt 5.3.2. Zur Berücksichtigung einiger konstruktiver Empfehlungen aus der Literatur, siehe Tabelle 5.2, wird das Energiegütemaß in diesem Abschnitt um kinematische Kennwerte so erweitert, dass eine Minimierung dieser durchgeführt wird.

5.3.1 Komfortbetrachtung

Damit ein quantitatives Gütemaß im Auslegungsverfahren verwendet werden kann, wird in diesem Abschnitt ein Komfortmaß auf Basis der BS 6841 Norm, *Guide to measurement and evaluation of human exposure to whole-body mechanical vibration and repeated shock*, ([Bri87]) präsentiert. Die BS 6841 beschreibt Methoden zur Quantifizierung von Schwingungen und Stößen in Bezug auf die menschliche Schwingungswahrnehmung sowie das Auftreten von *Motion Sickness* [SZKA20]. Weitere Metriken zur Bewertung des Fahrkomforts hochautomatisierten Fahrens werden beispielsweise in [DL18] diskutiert.

Die Ausgangsgröße der Normen ist der Wert \bar{a}_k^\diamond , welcher eine Summe gemittelter, gewichteter Beschleunigungsmessungen abbildet. Neben der zeitlichen Auflösung der Messungen a_k , erfolgt eine Transformation in den Frequenzbereich und eine erste Gewichtung relevanter Frequenzen im Frequenzspektrum. Anschließend erfolgt die Rücktransformation in den Zeitbereich und eine zweite Gewichtung. Eine Klassifizierung der BS 6841 erfolgt wie in Tabelle 5.5 aufgeführt.

Die Messungen erfolgen an drei Messstellen, der Rückenlehne, dem Sitz und der Fußplatte, wie in Abbildung 5.4 dargestellt. Zur Berechnung der wahrgenommenen Beschleunigungen $\mathbf{a}_{k,j}$, mit $j = 1, 2, 3$ (Sitz, Rückenlehne, Fußplatte), an diesen Messstellen, wird die Gleichung

$$\mathbf{a}_{k,j} = \mathbf{a}_{sp} + (\mathbf{a}_{rot} \times \mathbf{z}_j) + \mathbf{v}_{rot} \times (\mathbf{v}_{rot} \times \mathbf{z}_j) \quad (5.5)$$

Tabelle 5.5: Klassifizierung des Komfortmaßes \bar{a}_k^\diamond nach BS 6841.

\bar{a}_k^\diamond in m s^{-2}	Komfortlevel
$< 0,315$	Nicht unkomfortabel
$0,315$ bis $0,63$	Etwas unkomfortabel
$0,50$ bis $1,00$	Merklich unkomfortabel
$0,80$ bis $1,60$	Unkomfortabel
$1,25$ bis $2,50$	Sehr unkomfortabel
$> 2,00$	Extrem unkomfortabel

verwendet. Hierbei sind $\mathbf{a}_{\text{sp}} = (a_x, a_y, a_z)$ die translatorischen Beschleunigung im Schwerpunkt, $\mathbf{a}_{\text{rot}} = (\ddot{\theta}, \ddot{\phi}, \ddot{\psi})$ die rotatorischen Beschleunigungen und $\mathbf{v}_{\text{rot}} = (\dot{\theta}, \dot{\phi}, \dot{\psi})$ die rotatorischen Geschwindigkeiten. Die rotatorischen Elemente wirken über die Hebelarme \mathbf{z}_j mit

$$\mathbf{z}_1 = \begin{pmatrix} 0,2 \text{ m} \\ 0,35 \text{ m} \\ 0,45 \text{ m} \end{pmatrix}, \quad \mathbf{z}_2 = \begin{pmatrix} -0,05 \text{ m} \\ 0,35 \text{ m} \\ 0,35 \text{ m} \end{pmatrix}, \quad \mathbf{z}_3 = \begin{pmatrix} 0,45 \text{ m} \\ 0,40 \text{ m} \\ -0,25 \text{ m} \end{pmatrix} \quad (5.6)$$

als translatorische Beschleunigungskomponenten an den Messstellen⁴. Eine Anpassung der Messstellen durch eine Betrachtung der Beschleunigungen am Kopf bzw. dem Gleichgewichtsorgan (Ohr) wäre hinsichtlich der *Motion Sickness* eine mögliche Erweiterung.

Zur Bestimmung der Metrik \bar{a}_k^\diamond werden die Beschleunigungskomponenten der Messstellen achsenweise in einem Auswertungsintervall T_Δ gemessen. Die Messdaten für $a_{k,j,x}$, $a_{k,j,y}$ und $a_{k,j,z}$ werden mit der Fouriertransformation, hier beispielsweise für die $\vec{e}_{j,x}$ -Achse gezeigt, mit

$$A_{k,j,x}(f) = \int_{-\infty}^{\infty} a_{k,j,x} e^{-2i\pi ft} dt \quad (5.7)$$

in den Frequenzbereich $A_{k,j,x}(f)$ überführt. Hierbei ist i die imaginäre Einheit. Das Frequenzspektrum $A_{k,j,x}(f)$ wird mit der Fensterfunktion $F_{j,x}(f)$, Definitionen siehe Tabelle A.6 in Anhang A.5, im Frequenzbereich multipliziert. Das gefilterte Signal im Zeitbereich $\tilde{a}_{k,j,x}$ resultiert nach der inversen Fouriertransformation nach

$$\tilde{a}_{k,j,x} = \int_{-\infty}^{\infty} A_{k,j,x}(f) F_{j,x}(f) e^{2i\pi ft} df. \quad (5.8)$$

Die gewichteten Beschleunigungskomponenten $\tilde{a}_{k,j,x}$ der Messstellen werden abhängig vom Crest-Faktor c_f gemittelt [Bös14]. Dieser Faktor setzt die maximal wirkende Beschleunigung in das Verhältnis zum Effektivwert durch die Gleichung

$$c_f = \frac{\max(|\tilde{a}_{k,j,x}|)}{\bar{a}_{k,j,x}}, \quad (5.9)$$

⁴ Werte aus [Gri90].

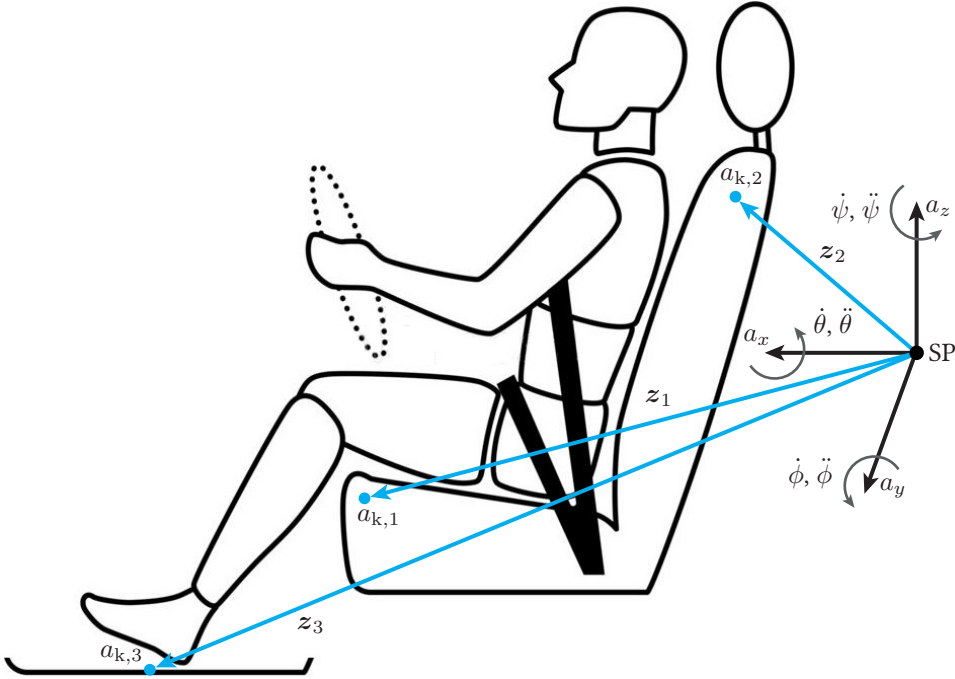


Abbildung 5.4: Messstellen der BS 6841 am Beispiel eines Fahrers.

wobei der Effektivwert $\bar{\tilde{a}}_{k,j,x}$ zunächst über die *Root-Mean-Square*-Berechnung (RMS) nach

$$\bar{\tilde{a}}_{k,j,x} = \sqrt{\frac{1}{T_{\Delta}} \int_0^{T_{\Delta}} \tilde{a}_{k,j,x}^2 dt} \quad (5.10)$$

bestimmt wird. Resultiert für den Crest-Faktor $c_f > 6$ wird für die nachfolgenden Berechnungen die Effektivwertbestimmung mit der *Root-Mean-Quad*-Berechnung (RMQ) nach

$$\bar{\tilde{a}}_{k,j,x,\text{RMQ}} = \sqrt[4]{\frac{1}{T_{\Delta}} \int_0^{T_{\Delta}} \tilde{a}_{k,j,x}^4 dt} \quad (5.11)$$

durchgeführt. Die Komfortmetrik $\bar{\tilde{a}}_k^{\diamond}$ resultiert schließlich aus dem Betrag der gewichteten, aufsummierten Beschleunigungskomponenten der Achsen sowie der rotatorischen Beschleunigungen $a_{\text{rot},j}$, ebenfalls mit den Gleichungen (5.7) bis (5.11) verarbeitet zu $\bar{\tilde{a}}_{\text{rot},j,x}$, mit der Gleichung

$$\bar{\tilde{a}}_k^{\diamond} = \sqrt{\sum_{j=1}^3 (k_{x,j} \bar{\tilde{a}}_{k,j,x})^2 + \sum_{j=1}^3 (k_{y,j} \bar{\tilde{a}}_{k,j,y})^2 + \sum_{j=1}^3 (k_{z,j} \bar{\tilde{a}}_{k,j,z})^2 + \sum_{j=1}^3 (k_{\text{rot},j} \bar{\tilde{a}}_{\text{rot},j,z})^2}, \quad (5.12)$$

wobei die Gewichtungen $(k_{x,j}, k_{y,j}, k_{z,j}, k_{\text{rot},j})$ aus Tabelle A.6 verwendet werden.

Durch die Berücksichtigung der translatorischen sowie rotatorischen Beschleunigungen verwendet das gewählte Gütemaß \bar{a}_k^\diamond der BS 6841 genau diejenigen Größen, die durch die Fahrzeugführungsregelung und die Auslegung des Fahrzeugs, bzw. hier insbesondere des Fahrwerks, beeinflusst werden können.

Der Fahrkomfort wird schließlich mit dem Wert \bar{a}_k^\diamond des Algorithmus der BS 6841 Norm quantifiziert. Wird dieser Wert minimiert, erfolgt eine Steigerung des Fahrkomforts. Es resultiert das Gütemaß J_a für den Fahrkomfort zu

$$J_a = \bar{a}_k^\diamond. \quad (5.13)$$

5.3.2 Leistungsbetrachtung

Die Betrachtung des Energieverbrauchs des 4WD4WS basiert auf der Analyse der Nutz- und Verlustleistung des Fahrzeugs und der Radmodule. Wesentliche Störgrößen des Raddrehzahl- und Lenkungssystems sind in Abschnitt 3.5.2 aufgeführt und beeinflussen die Verlustleistung. In diesem Abschnitt werden die Nutz- und Verlustleistungen für die einzelnen Elektromotoren der Radmodule beschrieben. Die relevanten Leistungsgrößen sind in Tabelle 5.6 aufgelistet.

Tabelle 5.6: Leistungsbetrachtung der Radmodule.

Variable	Beschreibung	Erläuterung
$P_{M,\omega}$	Verlustleistung des Antriebsmotors	z. B. Eisen- und Kupferverluste
$P_{M,\delta}$	Verlustleistung des Lenkmotors	
$P_{T,\omega}$	Traktionsleistung des Antriebsmotors	Antrieb und Bremse des Rades zum Beschleunigen des Fahrzeugs
$P_{L,\delta}$	Lenkleistung des Lenkaktors	Einstellen eines Lenkwinkels und Haltemoments
$P_{R,\omega}$	Rollwiderstandsverluste	Rollwiderstand zwischen Reifen und Fahrbahn
$P_{\kappa,\omega}$	Schlupfverluste	Verlustleistung durch Längs- und Querschlupf κ_{xy}

Die in Tabelle 5.6 aufgelisteten Leistungen haben bei Fahrten auf verschiedenen Straßenarten (Stadt, Landstraße, Autobahn) unterschiedliche starken Einfluss auf den Gesamtenergieverbrauch. Eine typische Verteilung bezogen auf Reifen-, Antriebs-, Luft und Beschleunigungswiderstände nach [EG17] ist in Abbildung 5.5 aufgeführt.

Der durch den Reifen verursachte Rollwiderstand $P_{R,\omega}$ ist die Summe aus Walkwiderstand, Reibungswiderstand und Luftwiderstand und erzeugt mit einem Anteil von 80%-95% den

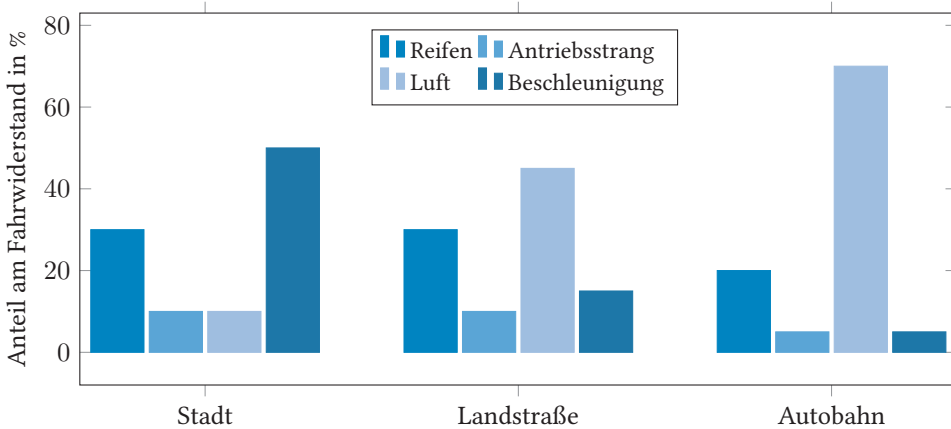


Abbildung 5.5: Zusammensetzung des Fahrwiderstandes für verschiedene Streckentypen [EG17].

Hauptteil der Verlustleistung des Reifens [EG17]. Schlupfverluste durch Längs- und Querschleif $P_{\kappa,\omega}$ werden hier dem Reifenwiderstand zugeordnet. Fahrwiderstände durch den Antriebsstrang beziehen sich im Wesentlichen auf Komponenten des konventionellen Fahrzeugs, beispielsweise Kupplung und Getriebe. Durch die betrachtete radnahe Anbindung der Elektromotoren, können dabei prinzipiell Verluste reduziert werden. Die Verlustleistungen $P_{M,\omega}$ und $P_{M,\delta}$ der Elektromotoren werden der Verlustleistung des Antriebsstranges zugeordnet. Der Luftwiderstand kann nur gering durch die Ansteuerung des Fahrzeugs beeinflusst werden und wird in dieser Arbeit als Störgröße bei Experimenten zum Beurteilen der Regelungsgüte verwendet. Wie in Abbildung 5.5 gezeigt, führt der Luftwiderstand maßgeblich bei Geradeausfahrten auf Landstraßen und Autobahnen zu Energieverlusten und stellt dabei den größten Anteil der Fahrtwiderstände dar. Die im Wesentlichen in der Stadt wirkenden Beschleunigungswiderstände werden durch $P_{T,\omega}$ und $P_{L,\delta}$ abgebildet.

Mit dieser Zusammenfassung wird gezeigt, dass die in dieser Arbeit betrachteten Verlustleistungen den über die Ansteuerung beeinflussbaren Teil der Energieverbraucher darstellt. Als Grundlage des Gütemaßes zur Energiebetrachtung werden die Verlustleistungen nachfolgend beschrieben.

Verlustleistungen der Elektromotoren $P_{M,\omega}$, $P_{M,\delta}$

Die Elektromotoren der Aktoren arbeiten nicht verlustfrei. Die Verlustleistungen der Elektromotoren, z. B. Eisen- und Kupferverluste, sind abhängig vom Arbeitspunkt der Maschine. Weitere an die Elektromotoren angeschlossene elektrische Komponenten, z. B. Stromrichter oder Zwischenkreiskondensatoren, werden in dieser Arbeit nicht betrachtet, wodurch sich auf die unmittelbaren Verluste der Elektromotoren über Verlustkennfelder beschränkt wird.

Die verwendeten Drehzahl-Drehmoment-Verlustleistungs-Kennfelder sind in Abbildung 5.6 dargestellt.⁵ In dieser Arbeit wird vereinfacht angenommen, dass die acht verwendeten Elektromotoren vom gleichen Typ mit gleichen Verlusten sind. Solche Kennfelder werden für Elektromotoren am Prüfstand ermittelt. Dadurch, dass die Elektromotoren zum Antreiben und Bremsen verwendet werden, erfolgt eine Erweiterung des 1. Quadranten des Kennfeldes durch Spiegelung an der x- und y-Achse, wodurch ein Kennfeld mit vier Quadranten resultiert. Die Verlustleistungen der Elektromotoren $P_{M,\omega,i}$, $P_{M,\delta,i}$ werden schließlich zum aktuellen Arbeitspunkt über die anliegenden Drehmoment $M_{\omega,i}$ und $M_{\delta,i}$ sowie die Drehzahl ω_i und die Änderung des Lenkwinkels $\dot{\delta}_i$ aus dem Kennfeld ausgelesen.

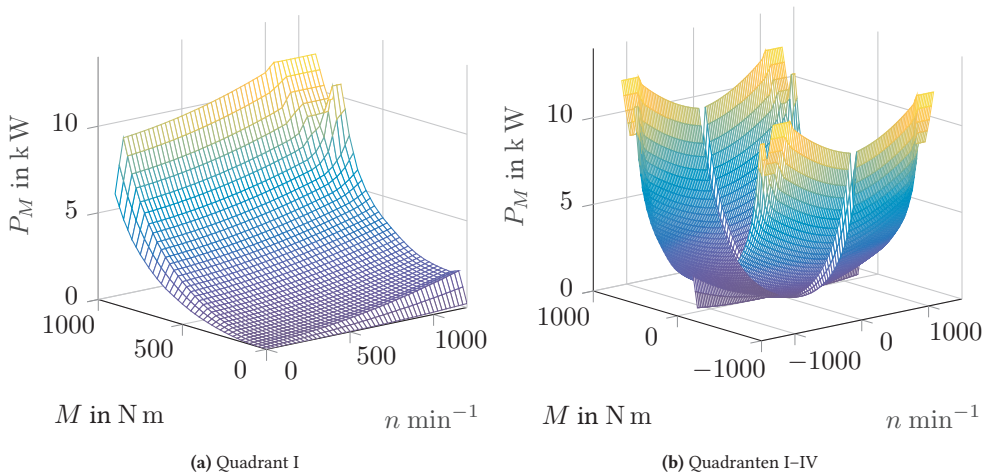


Abbildung 5.6: Kennfeld der Motorverluste $P_{M,\omega,i}$ und $P_{M,\delta,i}$ einer permanenterrregten Synchronmaschine. Motorverluste in kW über der Drehzahl in min^{-1} und dem anliegenden Drehmoment in N m für den ersten Quadranten (links) sowie der Erweiterung für negative Drehmomente und Drehzahlen (rechts).

Traktionsleistung des Antriebsmotors $P_{T,\omega}$

In jedem Radmodul wird ein Traktionsmotor, der den Vortrieb und das Bremsen des Fahrzeug umsetzt, verwendet. Die Traktionsleistung $P_{T,\omega,i}$ berechnet sich aus dem Drehmoment $M_{\omega,i}$ und der Rotationsgeschwindigkeit des Rades ω_i zu

$$P_{T,\omega,i} = M_{\omega,i}\omega_i. \quad (5.14)$$

⁵ Das gezeigte Verlustkennfeld einer permanenterrregten Synchronmaschine wurde von KA-RaceIng e.V. Karlsruhe bereitgestellt, wobei die Daten so angepasst wurden, dass das qualitative Verhalten einem realen Verlustkennfeld entspricht, aber mit den tatsächliche Werten keine Rückrechnung auf das originale Verlustkennfeld erfolgen kann.

Lenkleistung des Lenkaktors $P_{L,\delta}$

Der Elektromotor zur Lenkung ist in der Regel nicht unmittelbar an der Hochachse $\vec{e}_{r,z}$ des Rades angeordnet, weshalb die Achse über Spreizung- und Nachlaufwinkel angeglichen wird. Für die Lenkleistung des Lenkaktors $P_{L,\delta}$ resultiert

$$P_{L,\delta,i} = M_{\delta,i} \dot{\delta}_i \cos(\sigma_i) \cos(\tau_i). \quad (5.15)$$

Diese Leistung wird mit der Winkelgeschwindigkeit des Lenkwinkels $\dot{\delta}_i$ bestimmt. Für den Lenkwinkel sind zunächst nur geringe Beschleunigungswerte zu erwarten, wodurch das Produkt $\ddot{\delta} J_z^{\text{ld}}(t)$ aus Modellgleichung (3.6) zu vernachlässigen ist. Ebenfalls sollte der Widerstandskoeffizient d_δ durch die Konstruktion nur geringen Einfluss auf den Energieverbrauch haben. Schließlich sind die Störgrößen $M_{\delta,d,i}$ maßgeblich für den Energieverbrauch des Lenkungssystems. Diese liegen allerdings auch am Lenkaktor an, wenn keine Lenkbewegung ausgeführt wird. Damit eine Abschätzung über den Energieverbrauch dieses Haltemoments berücksichtigt werden kann, wird das Kennfeld aus Abbildung 5.6 verwendet, um die Verluste für $M_{\delta,d,i}$ zu bestimmen. Innerhalb des Kennfeldes steigen die Verluste proportional zum anliegenden Drehmoment auch für $\dot{\delta}_i = 0$.

Der wesentliche Einfluss auf die Verringerung der Verlustleistung bei der Auslegung des Fahrwerks resultiert schließlich durch die Minimierung des Störmoments $M_{\delta,d,i}$ im Lenkungssystem.

Rollwiderstandsverluste $P_{R,\omega}$

Die Rollwiderstandsverluste resultieren unmittelbar aus dem Verlustdrehmoment (3.99) mit dem geschwindigkeitsabhängigen Koeffizienten $k_\omega(\mathbf{v}_{xy,i})$ nach Gleichung (3.98) zu

$$\begin{aligned} P_{R,\omega} &= |\mathbf{v}_{xy,i}| M_{\omega,d,RW} \\ &= |\mathbf{v}_{xy,i}| F_{z,i} k_\omega(\mathbf{v}_{xy,i}) r^{\text{wd}}. \end{aligned} \quad (5.16)$$

Schlupfverluste $P_{\kappa,\omega}$

Längsschlupf des Rades $\kappa_{x,i}$ führt zu einer weiteren Verlustleistung. Diese tritt auf, wenn die translatorische Geschwindigkeit $v_{x,i}$ des Rades nicht mit dessen rotatorischer ω_i übereinstimmt, der Reifenlatsch gleitet in Teilen über die Fahrbahn. Diese Verlustleistung sollte in der Energiebilanz berücksichtigt werden [Eck15]. Die Berechnung erfolgt durch

$$P_{\kappa,\omega_i} = \cos(\kappa_{y,i}) |\mathbf{v}_{xy,i}| |\kappa_{x,i}| \vec{e}_{r,x} \mathcal{T}_2^{-1} \mathbf{F}_{xy,i}. \quad (5.17)$$

Die Verlustleistung durch den Querschlupf $\kappa_{y,i}$ wird ebenfalls in [Eck15] bestimmt. Durch die Definition des Reifenkoordinatensystems aus Abschnitt 3.1 folgt für die Verlustleistung durch den Querschlupf

$$P_{\kappa,\delta_i} = -\sin(\kappa_{y,i}) |\mathbf{v}_{xy,i}| \vec{e}_{r,y} \mathcal{T}_2^{-1} \mathbf{F}_{xy,i}. \quad (5.18)$$

5.3.3 Energiebetrachtung

Zur Bestimmung eines geeigneten Gütemaßes des Energiebedarf werden die Leistungsgrößen aus Tabelle 5.6 analysiert. Dabei ist zunächst zu berücksichtigen, dass der Einfluss der kinematischen Kenngrößen auf die Traktions- und Verlustleistung der Traktionsmotoren gegenüber den verbleibenden Leistungen des Radmoduls gering ist, da die kinematischen Kenngrößen die Stördrehmomente der Lenkungs-dynamik beeinflussen, die Störgrößen der Rad-drehzahldynamik jedoch maßgeblich durch die Fahrgeschwindigkeit verstärkt werden, siehe Abschnitt 3.5. Ein Gütemaß würde deshalb wesentlich von den Leistungen der Traktionsmotoren getrieben werden, die wiederum durch das Fahrzeuggewicht, den Luftwiderstand sowie die Trajektorienplanung, hier im wesentlichen die Fahrzeuggeschwindigkeit, vorgegeben werden. Das Gütemaß zur Bestimmung des Energiebedarfs wird deshalb aus den Leistungen aus Tabelle 5.6 ohne $P_{M,\omega}$ und $P_{T,\omega}$ zusammengesetzt. Bei der Diskussion der Ergebnisse in Kapitel 6 wird der Energieverbrauch des Traktionsmotors analysiert, um ein von diesen Annahmen abweichendes Verhalten zu identifizieren.

Es resultiert die Leistung P_i für ein Radmodul

$$P_i = P_{M,\delta} + P_{L,\delta} + P_{R,\omega} + P_{\kappa,\omega} \quad (5.19)$$

und dessen Energiebedarf

$$E_i = \int_{t_0}^{t_0+T_\Delta} P_i dt. \quad (5.20)$$

Für das gesamte Fahrzeug resultiert das Gütemaß zur Energieoptimierung zu

$$J_E = E = \sum_{i=1}^4 E_i. \quad (5.21)$$

Dieses Gütemaß wird in der Stufe der Grundausslegung zur Bestimmung der initialen kinematischen Kennwerte verwendet.

Damit die Empfehlungen zur Fahrwerkskonstruktion, siehe Tabelle 5.2, berücksichtigt werden, wird das Gütemaß J_E der Energiebetrachtung erweitert. Mit dem Ziel die Nachlaufstrecke n_k , den Spreizungsversatz r_σ sowie den Lenkrollradius r_L zu minimieren, erfolgt die Ergänzung dieser Terme im Gütemaß, wodurch

$$J_e = E + \begin{pmatrix} \tilde{k}_{E,1} \\ \tilde{k}_{E,2} \\ \tilde{k}_{E,3} \end{pmatrix}^\top \cdot \begin{pmatrix} \overline{n_k} \\ \overline{r_\sigma} \\ \overline{r_L} \end{pmatrix}, \quad (5.22)$$

mit den aufsummierten Werten der drei Kennwerte während eines Manövers

$$\overline{n_k} = \int_{t_0}^{t_0+T_\Delta} \sum_{i=1}^4 |n_{k,i}| dt, \quad (5.23)$$

$$\overline{r_\sigma} = \int_{t_0}^{t_0+T_\Delta} \sum_{i=1}^4 |r_{\sigma,i}| dt \quad (5.24)$$

und

$$\overline{r_L} = \int_{t_0}^{t_0+T_\Delta} \sum_{i=1}^4 |r_{L,i}| dt \quad (5.25)$$

sowie den Gewichtungsfaktoren $\tilde{\mathbf{k}}_E = (\tilde{k}_{E,1}, \tilde{k}_{E,2}, \tilde{k}_{E,3})$ resultieren. Damit zwischen der Optimierung der Energie und den kinematischen Größen gewichtet werden kann, werden die Gewichtungsfaktoren $\tilde{\mathbf{k}}_E$ so definiert, dass eine Normierung zwischen den kinematischen Größen und gegenüber dem Energieterm E erfolgt. Schließlich resultiert das Gütemaß

$$J_e = E \cdot \left(1 + \begin{pmatrix} k_{E,1} \\ k_{E,2} \\ k_{E,3} \end{pmatrix}^\top \cdot \begin{pmatrix} 1/\overline{n_{k,0}} \cdot \overline{n_k} \\ 1/\overline{r_{\sigma,0}} \cdot \overline{r_\sigma} \\ 1/\overline{r_{L,0}} \cdot \overline{r_L} \end{pmatrix} \right) \quad (5.26)$$

durch die Gewichtungsfaktoren

$$\begin{pmatrix} \tilde{k}_{E,1} \\ \tilde{k}_{E,2} \\ \tilde{k}_{E,3} \end{pmatrix}^\top = \begin{pmatrix} k_{E,1} \cdot E/\overline{n_{k,0}} \\ k_{E,2} \cdot E/\overline{r_{\sigma,0}} \\ k_{E,3} \cdot E/\overline{r_{L,0}} \end{pmatrix}^\top, \quad (5.27)$$

wobei die Normierung der Kennwerte über die Werte in Konstruktionslage $n_{k,0,i}$, $r_{\sigma,0,i}$ und $r_{L,0,i}$ über dem Manöver mit der Länge T_Δ nach

$$\overline{n_{k,0}} = \int_{t_0}^{t_0+T_\Delta} \sum_{i=1}^4 |n_{k,0,i}| dt, \quad (5.28)$$

$$\overline{r_{\sigma,0}} = \int_{t_0}^{t_0+T_\Delta} \sum_{i=1}^4 |r_{\sigma,0,i}| dt \quad (5.29)$$

und

$$\overline{r_{L,0}} = \int_{t_0}^{t_0+T_\Delta} \sum_{i=1}^4 |r_{L,0,i}| dt \quad (5.30)$$

erfolgt. Der Einfluss der Minimierung der kinematischen Kennwerte am Gütemaß J_e wird über $\mathbf{k}_E = (k_{E,1}, k_{E,2}, k_{E,3})$ gewichtet. Eine weitere relevante Rolle haben die Einträge in \mathbf{k}_E , wenn die Normierungswerte $\overline{n_{k,0}}$, $\overline{r_{\sigma,0}}$ und $\overline{r_{L,0}}$ sehr klein und dadurch die Gewichtung der Kinematik ungewollt groß wird. Solche Fälle sind nach der Auslegung der initialen kinematischen Kennwerte manuell zu ermitteln, um darauf aufbauend eine geeignete Gewichtung \mathbf{k}_E zu wählen.

5.4 Manöverauswahl

Die Referenztrajektorien der verwendeten Manöver im Auslegungsverfahren bilden die Grundlage der Ursache-Wirkungs-Zusammenhänge sowie der darauf aufbauenden Interpretationen der Ergebnisse. Für die Black-Box-Optimierungen der Vor- und Grundausslegung des

Auslegungsverfahren werden die drei Manöver ISO-Doppelspurwechsel, Geradeauslauf und Bremsen betrachtet, was in diesem Abschnitt erläutert wird. Mit jedem dieser Manöver wird das Gütemaß über die Zustandsgrößen des Fahrzeugs so angeregt, dass eine ausreichend hohe Korrelation zwischen dem Gütemaß und den Optimierungsparametern gegeben ist. Für die Nachauslegung werden dann Manöver gewählt, die zusätzlich zu den bereits verwendeten Manövern einerseits das neuartige Fahrzeugkonzept testen (Parkieren, Drehen auf der Stelle) und andererseits die Fahrzeugführungsregelung hinsichtlich der Störgrößenempfindlichkeit, zusammen mit dem entworfenen Fahrwerk, bewerten (Seitenwindempfindlichkeit). Gegenüber konventionellen Fahrzeugen stehen dabei Manöver mit höheren Lenkwinkel (Parkieren, Drehen auf der Stelle) im Fokus, wodurch das entworfene Fahrwerk über den konventionellen Bereich hinaus erprobt wird. Nachfolgend werden die verwendeten Manöver kurz vorgestellt.

ISO-Doppelspurwechsel

Der ISO-Doppelspurwechsel beschreibt ein Manöver, bei dem der Fahrer bei konstanter Geschwindigkeit einen Kurs, der einen Doppelspurwechsel abbildet, absolviert [Int99b]. Ziel ist es dabei in einem abgegrenzten Bereich zu bleiben. In dieser Arbeit wird dazu eine Positions- und Geschwindigkeitstrajektorie definiert, welche die Aufgaben, die an den Fahrer gestellt werden, erfüllt.

Die Wahl dieses dynamischen Manövers erfolgt aufgrund der Anregung durch die Wankwinkeländerung. Dazu erfolgt zunächst die Bestimmung der Wankzentrumshöhe in der Vorauslegung. Bei der Bestimmung der kinematischen Kennwerte erfolgt durch den Doppelspurwechsel eine gemischte Anregung des Fahrwerks über das Wanken und die Lenkwinkel. Maßgeblich ist auch der Bezug zu Realfahrten, da mit der Soll-Geschwindigkeit von 80 km h^{-1} während des Spurwechsels der Doppelspurwechsel eines derjenigen Manöver darstellt, das sehr häufig ausgeführt wird. Ebenfalls wird die Fahrzeugführung durch den ISO-Doppelspurwechsel herausgefordert, weshalb die Kraftverteilung und Regelabweichungen auch ein Maß für Regelungsgüte sowie die Fahrsicherheit der Fahrzeugführungsregelung darstellen.

Das Manöver ist in Abbildung 5.7 abgebildet. Weitere Details zu diesem Manöver werden beispielsweise in [Rau07] beschrieben.

Geradeauslauf

Das Manöver Geradeauslauf stellt das wohl am häufigsten auftretende Szenario dar. Als Manöver zur Auslegung der initialen kinematischen Kennwerte wird das Ziel angestrebt, keinen negativen Einfluss über das Fahrwerk auf den Energieverbrauch zu erzielen. Fahrwerk und Regelung sind so einzustellen, dass möglichst wenige Stelleingriffe nötig sind, um gutes Fahrverhalten zu erreichen [Det05].

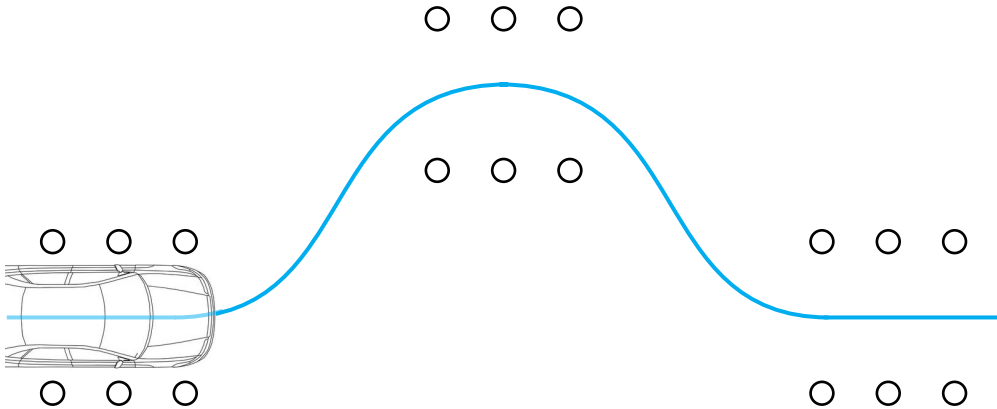


Abbildung 5.7: Manöver: ISO-Doppelspurwechsel (ISO 3888).

Bremsen

Zur Auslegung der Höhe des Nickzentrums wird die Vertikaldynamik durch das Bremsen aus einer Fahrt mit konstanter Geschwindigkeit angeregt. Alternativ könnte auch ein Beschleunigungsvorgang durchgeführt werden, da dieser die Nickdynamik ebenfalls anregt. Beim konventionellen Fahrzeug wird die Höhe des Nickzentrums so eingestellt, dass ein charakteristisches Nicken bei einem Bremsvorgang durch das Fahrzeug ausgeführt wird. Durch die Komfortbetrachtung über die BS 6841 erfolgt in der Vorauslegung des Auslegungsverfahrens allerdings, dass der Nickwinkel bzw. die Nickwinkelbeschleunigung für die Randbedingungen des Bremsvorgangs eine Minimierung der Nickbeschleunigung hervorruft.

Parkieren

Das seitliche Parkieren ist ein gängiges Fahrmanöver im Alltag. Besonders in Situationen mit engem Parkraum benötigen Fahrer länger zum Erreichen der gewünschten Parkposition. Im Vordergrund dieser Tests steht die subjektive Einschätzung der Lenkradführung, dabei werden beispielsweise das Lenkmomentniveau, der Lenkmomentverlauf sowie der Lenkwinkelbedarf begutachtet. Ein Parkiertest besteht aus den Elementen Anschlag zu Anschlag lenken, im Stillstand und bei Langsamfahrt lenken [Bec00].

Das Parkieren des 4WD4WS zeichnet sich dadurch aus, dass kein Rangieren des Fahrzeugs erfolgt. Die Trajektorie wird dazu so geplant, dass eine optimale Durchführung des Manövers nur durch Lenkwinkel außerhalb des konventionellen Lenkwinkelbereichs erfolgen kann. Ziel ist es dabei, die Ansteuerung des Fahrzeugs durch die Fahrzeugführungsregelung sowie das entworfene Fahrwerk im erweiterten Lenkwinkelbereich gemeinsam zu testen, um ungünstige Fahrwerkskonstruktionen, z. B. zu hohe kinematische Kennwerte die zu hohen Störgrößen und dadurch zu Stördrehmomenten führen, die durch die Aktoren nicht mehr

kompensiert werden können, in der Nachauslegung herauszufiltern. Das Manöver ist in Abbildung 5.8 dargestellt.

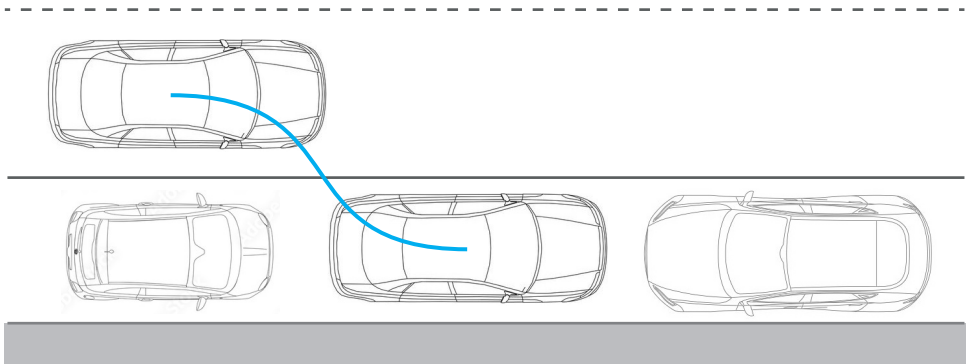


Abbildung 5.8: Manöver: Parkieren.

Drehen auf der Stelle

Analog zum Parkieren wird dieses Manöver zur Erprobung der Fahrzeugführungsregelung durchgeführt. Als Referenztrajektorie wird der Gierwinkel einmal um 360° durchlaufen. Dabei wird im wesentlichen die Fahrzeugführungsregelung sowie der Einfluss des Fahrwerks unter den notwendigen Lenkwinkeln erprobt, um weiterführende Aussagen zu treffen.

Seitenwindempfindlichkeit

Äußere Einflüsse können das Fahrzeug- und Regelungsverhalten stark beeinflussen. Dabei ist die Reaktion der Fahrzeugführungsregelung auf unerwartet auftretende Störungen entscheidend zur Beurteilung der Fahrsicherheit. Häufig durchgeführt wird die Untersuchung der Seitenwindempfindlichkeit des Fahrzeugs durch das Vorbeifahren an einer Seitenwindanlage. Dadurch wird der Versuch reproduzierbar und vergleichbar [Int10].

Beim Manöver Seitenwindempfindlichkeit wirkt eine laterale Stör-Kraft F_{lw} , welche den Wind abbildet, auf den Druckmittelpunkt des Fahrzeugs, in dieser Arbeit der Schwerpunkt. Weiterhin wird angenommen, dass der Seitenwind mit der Geschwindigkeit v_{lw} unter dem Anströmwinkel $\tilde{\beta}$ senkrecht zur Fahrtrichtung wirkt⁶. Mit der Anströmgeschwindigkeit v_{ext} nach

$$v_{ext} = \sqrt{|\mathbf{v}^{hd}|^2 + v_{lw}^2 + 2|\mathbf{v}^{hd}|v_{lw}\cos(\tilde{\beta})} \quad (5.31)$$

⁶ Luftwiderstand in longitudinaler Richtung wird bereits als Störgröße im detaillierten Modell des Fahrzeugs berücksichtigt, siehe Abschnitt 3.5.2, und ist dadurch implizit Teil des Auslegungsverfahrens

resultiert die auf den Schwerpunkt wirkende Störkraft

$$F_{lw} = \frac{1}{2} c_{lw} A_{lw} \rho_{lw} v_{ext}^2, \quad (5.32)$$

die während eines Teils des Geradeauslaufs auf das Fahrzeugs wirkt [Zom87]. Parameter und Variablen sind in Anhang C.1 aufgelistet. Mit dem Ziel das Fahrzeugkonzept und die Fahrzeugführungsregelung zu erproben, wird das Manöver im *closed-loop*-Test durchgeführt [Zen10]. Das Manöver ist in Abbildung 5.9 dargestellt.

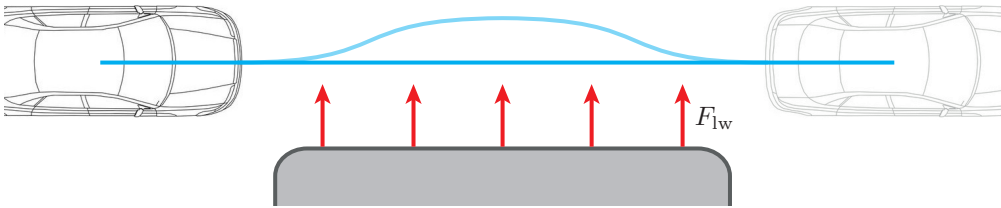


Abbildung 5.9: Manöver: Seitenwindempfindlichkeit. Referenztrajektorie in dunkelblau und erwartete Ist-Trajektorie in hellblau.

Zusammenfassung

Für das Auslegungsverfahren erfolgt eine Auswahl repräsentativer Manöver, bei welchen die Gütemaße durch die Optimierungsparameter ausreichend angeregt werden (Vor- und Grundauslegung) oder bei denen die Verifizierung erfolgreicher Fahrwerksauslegungen erprobt werden kann (Nachauslegung). Dabei werden möglichst realitätsnahe und häufig auftretende Fahrsituationen abgebildet. Die Manöver Parkieren, Drehen auf der Stelle und Seitenwindempfindlichkeit sind hinsichtlich der Komfort- und Energiegütemaße durch eine relativ kurze Manöverdauer nicht geeignet und werden deshalb in der Nachauslegung durchgeführt. Alternative Testmanöver werden in [T.19] beschrieben.

In Tabelle 5.7 sind die verwendeten Manöver aufgelistet.

Tabelle 5.7: Verwendete Manöver im Auslegungsverfahren.

Manöver	Stufe im Auslegungsverfahren	Anregung
Bremsen	Vorauslegung	Nickdynamik
ISO-Doppelspurwechsel	Vorauslegung	Wankdynamik
Geradauslauf	Grundauslegung	-
ISO-Doppelspurwechsel	Grundauslegung	Fahrwerkskinematik über Wank-, Nick- und Lenkwinkel
Parkieren	Nachauslegung	Hohe Lenkwinkel ($\delta > 10^\circ$)
Drehen auf der Stelle	Nachauslegung	Hohe Lenkwinkel ($\delta > 10^\circ$)
Seitenwindempfindlichkeit	Nachauslegung	Stößgrößen

5.5 Auslegungsstrategie

In diesem Abschnitt werden die Einzelstrategien der drei Stufen Vorauslegung, Grundauslegung und Nachauslegung des Auslegungsverfahrens zur Topologie-Optimierung vorgestellt.

5.5.1 Vorauslegung

Im ersten Schritt der Vorauslegung wird das betrachtete Fahrzeugmodell parametrisiert. Dabei können Aktoren, Verlustkennfelder, geometrische Größen etc. festgelegt werden, die bei der Simulation, Reglerparametrierung und dem Auslegungsverfahren implizit zu berücksichtigen sind. In dieser Arbeit erfolgt dieser Schritt im Wesentlichen aus der Modellierung nach Kapitel 3.

Ein weiterer Schritt der Vorauslegung ist die Reglerparametrierung. In dieser Arbeit ist eine *trial and error* Parametrierung beginnend von den inneren Regelkreisen am detaillierten Fahrzeugmodell in der Simulation durchgeführt worden. Dabei erfolgt die Parametrierung an einem Nominalmodell, bei dem weder Fahrwerk noch Wank- und Nickzentrum berücksichtigt werden. Die dadurch erzeugte Parametrierung wird für alle Manöver im Auslegungsverfahren sowie bei der Verifizierung im Kapitel 6 (Ergebnisse) verwendet, es erfolgt keine gezielte Parametrierung für einzelne Manöver des Verfahrens.

Auslegung der Feder- und Dämpferkonstanten

Ein wichtiges Element der Federbeine des Fahrwerks sind die Feder- und Dämpfer mit ihren Konstanten k_f und k_d . Diese Koeffizienten werden im Modell der Vertikaldynamik, siehe Abschnitt 3.3, berücksichtigt. Durch eine geeignete Bestimmung beider Parameter wird bereits in der Vorauslegung ein entscheidender Einflussfaktor auf das Komfortgütemaß festgelegt. Die dadurch stark beeinflussten Radaufstandskräfte F_z beeinflussen über die Kräfte in der Reifenaufstandsfläche F_{xy} die Fahrsicherheit sowie die Güte der Fahrzeugführung. Ebenfalls resultiert die Anregung des Fahrzeugaufbaus über die Federbeine, wodurch Wank-, Nick- und Hubbeschleunigungen entstehen.

Ein wesentlicher Unterschied gegenüber konventionellen Rädern ist die höhere Radmasse m^{wd} , da ein radnaher Elektromotor, der auf dem Radträger befestigt wird, oder ein Radnabenmotor betrachtet wird. Die Masse des Rades aus Reifen und Felgen ist m^{td} . Zusammen mit der Annahme einer Masse Δm^{td} die einem integrierten Traktionsmotor entspricht⁷, errechnet sich die Gesamtmasse zu

$$m^{\text{wd}} = m^{\text{td}} + \Delta m^{\text{td}}. \quad (5.33)$$

Diese Masse wird auch bei der Parametrierung der Modelle, siehe Anhang A, verwendet.

Die Auslegung der Konstanten k_f und k_d erfolgt durch die Anwendung zweier Faustformeln aus [Bot08] und [Mat07], wobei vereinfachend eine Symmetrie von Vorder- und Hinterachse angenommen wird. Die Hubeigenfrequenz einer ungefederten Radmasse f^{wd} berechnet sich nach

$$f^{\text{wd}} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k_f + k_{\text{wd}}}{m^{\text{wd}}}}, \quad (5.34)$$

wobei k_{wd} die Federsteifigkeit des Reifens ist. Mit der Anforderung, dass die Hubeigenfrequenz f^{wd} außerhalb der relevanten Eigenfrequenzen des Fahrzeugaufbaus, des Sitzes und der Insassen liegt [EG17], beispielsweise mit $f^{\text{wd}} = 10$ Hz, wird die gesuchte Federsteifigkeit k_f mit

$$k_f = m^{\text{wd}} (2\pi f^{\text{wd}})^2 - k_{\text{wd}} \quad (5.35)$$

bestimmt. Aus dieser Gleichung geht auch hervor, dass eine weitere Erhöhung der Hubeigenfrequenz zu einer steiferen Feder führt, was zu einer Verschlechterung des Fahrkomforts führen kann. Die Dämpferkonstante wird mit

$$k_d = 2\Delta k_d \sqrt{\frac{1}{4} k_f m^{\text{hd}}} \quad (5.36)$$

berechnet, wobei Δk_d ein Erfahrungswert für harmonisch empfundenes Dämpfungsverhalten darstellt und zwischen 0,80 und 0,95 liegen sollte [Bot08].

⁷ z. B. das Schaeffler E-Wheel: <https://www.hybrid-autos.info/antriebsstraenge/elektrische-antriebseinheit/schaefflere-wheeldrive.html>, zuletzt aufgerufen am 06.07.2021.

Da eine Feinabstimmung nicht im Fokus dieser Arbeit steht, erfolgt keine detailliertere Betrachtung der Auslegung der Feder- und Dämpferkonstanten, wie beispielsweise in [Rös12], zur Einstellung zur Vertikaldynamik.

Bestimmung des Wank- und Nickzentrums

In diesem Schritt der Vorauslegung werden die beiden Parameter h_{wz} und h_{nz} bestimmt. Beide werden für das verbleibende Auslegungsverfahren als konstant angenommen. Als Gütemaß wird der Fahrkomfort J_a , siehe Abschnitt 5.3.1, verwendet. Die Fahrzeugführungsregelung sowie das detaillierte Fahrzeugmodell, allerdings ohne die Betrachtung eines Fahrwerks, wie in Abschnitt 3.4.1 entworfen, bilden die Black-Box-Simulation der PSO zur Bestimmung des optimalen Wank- und Nickzentrums.

Die Manöver werden so ausgewählt, dass eine ausreichende Anregung des Gütemaßes durch die Optimierungsparameter entsteht. Dabei ist festzustellen, dass der Einfluss der Höhe des Wankzentrums auf das Komfortgütemaß beim Doppelspurwechsel am größten ist. In dieser Arbeit wird die Optimierung der Höhe des Nickzentrums mit einem Bremsmanöver durchgeführt. Weitere Manöver zur Auslegung des Wank- und Nickzentrums werden in [T.19] erprobt, wobei prinzipiell ähnliche Ergebnisse erzielt werden.

Die Höhe des Wankzentrums kann an der Vorder- und Hinterachse unterschiedlich gewählt werden. Die Wankachse liegt dadurch nicht zwangsläufig parallel zur Hauptachse durch den Schwerpunkt, wodurch eine Neigung der Wankachse entsteht. In Serien-PKW wird die Wankachse in der Regel nach hinten ansteigend ausgeführt [Alb09]. Wankzentrumshöhen und Neigungswinkel verschiedener PKW sind beispielsweise in [Rei78] aufgeführt. Ein, relativ zum Schwerpunkt der Karosserie, hoch liegender Wankpol führt zu einer geringeren Wankbewegung, während ein tief gelegener die Spurweiten- und Sturzänderung beim Ein- und Ausfedern reduziert. Ersteres führt zu einer Verbesserung des Fahrkomforts sowie einer Verringerung der Fahrstabilität und der Seitenführung [Trz17].

Ein relevanter Parameter ist der Abstand Δh_{wz} zwischen dem Schwerpunkt des Fahrzeugs h_{sp} und der Wankzentrumshöhe h_{wz} . Analog wird dies auch für den Abstand des Nickpols zum Schwerpunkt Δh_{nz} betrachtet. Je geringer die Abstände, desto niedriger sind die resultierenden Drehmomente um das Wank- und Nickzentrum [Trz17]. Neben der Auslegung der Feder- und Dämpferkonstanten⁸ ist die Abstimmung der Höhe des Schwerpunktes des Fahrzeugs zu Wank- und Nickzentrumshöhe entscheidend.

Zur Berücksichtigung von h_{wz} und h_{nz} wird das Zustandsraummodell der Vertikaldynamik 3.3 erweitert. Zunächst werden zwei Drehachsen zur Darstellung der Wank- und Nickbewegung der Karosserie eingeführt. Diese Drehachsen haben die Höhen h_{wz} und h_{nz} . Für die

⁸ Und weiterer Komponenten des Fahrwerks, z. B. Wankstabilisator oder aktive Federbeine.

Rotationsbewegungen des Fahrzeugaufbaus resultiert eine virtuelle Verrückung der Schwerpunktshöhen zu

$$\tilde{\mathbf{H}}^{\text{vd}} = \begin{pmatrix} 0 & 0 & 0 \\ -h_{\text{nz}} & 0 & 0 \\ 0 & h_{\text{wz}} & 0 \end{pmatrix} \quad (5.37)$$

Durch diese Verschiebung ändern sich die Trägheitsmomente J_x^{vd} und J_y^{vd} um die Hauptträgheitsachsen nach dem Satz von Steiner [MMS05] zu

$$J_x^{\text{vd}} = J_{x,0}^{\text{vd}} + m^{\text{hd}} (h_{\text{sp}} - h_{\text{wz}})^2, \quad (5.38)$$

$$J_y^{\text{vd}} = J_{y,0}^{\text{vd}} + m^{\text{hd}} (h_{\text{sp}} - h_{\text{nz}})^2. \quad (5.39)$$

Die resultierenden Stör-Drehmomente um die Wank- und Nickachse

$$M_x = m^{\text{hd}} (h_{\text{sp}} - h_{\text{wz}}) \dot{x}_1^{\text{vd}}, \quad (5.40)$$

$$M_y = m^{\text{hd}} (h_{\text{sp}} - h_{\text{nz}}) \dot{x}_2^{\text{vd}}, \quad (5.41)$$

wirken im Störgrößenvektor $\tilde{\mathbf{z}}^{\text{vd}}$ über die Störgrößenmatrix $\tilde{\mathbf{E}}^{\text{vd}}$, siehe Anhang A.2, auf die Vertikaldynamik des Fahrzeugs. Durch diese Modellanpassung werden Wank- und Nickzentrumshöhe im Modell berücksichtigt.

In Tabelle 5.8 werden die Einstellungen der Black-Box-Optimierungen zur Bestimmung des Wank- und Nickzentrums zusammengefasst. Die Struktur der Optimierung wird in Abbildung 5.1 gezeigt.

Tabelle 5.8: Einstellungen der Black-Box-Optimierungen zur Auslegung der Wank- und Nickzentrumshöhe.

Parameter	Gütemaß	Manöver
h_{wz}	$\min J_a = \min \tilde{a}_k^\diamond$	ISO-Doppelspurwechsel
h_{nz}	$\min J_a = \min \tilde{a}_k^\diamond$	Bremsen

5.5.2 Grundaulegung

In der zweiten Stufe des Auslegungsverfahrens liegt der Fokus auf der Betrachtung der Konstruktionslage des Fahrzeugs sowie der Fahrwerkskinematik für längs- und querdynamische Manöver im Lenkwinkelbereich konventioneller PKW. Dabei werden im Gegensatz zu [Nie12] und [Mäd12] zwei Manöver zur direkten Bestimmung je eines Satzes Optimierungsparameter verwendet. Eine gezielte Optimierung einzelner fahrdynamischer Effekte, wie sie typischerweise bei der Optimierung konventioneller PKW-Elemente durchgeführt wird, wird durch die Betrachtung eines übergeordneten Energiegütemaßes nicht durchgeführt.

Bestimmung der kinematischen Kennwerte in Konstruktionslage

Aus der Vorauslegung werden optimale Nick- und Wandzentrumshöhen ζ_K^* ausgewählt, die ab diesem Schritt als Konstanten im Fahrzeugmodell verwendet werden. Darauf aufbauend wird im ersten Schritt der Grundauslegung wieder eine Black-Box-Optimierung, wie in Abbildung 5.1 gezeigt, durchgeführt. Ziel ist es die optimalen kinematischen Kennwerte ζ_0^* in der Konstruktionslage zu bestimmen. Die Minimierung des Gütemaß J_E erzielt eine Minimierung des Gesamtenergieverbrauchs E , wodurch das Fahrwerk bei der Interaktion mit der Fahrzeugführungsregelung bei einem Geradeauslauf im Wesentlichen eine Minimierung des Energieverbrauchs erzielen soll. Es ist anzunehmen, dass die Fahrzeugführungsregelung bei einem Geradeauslauf nur niedrige Stelleingriffe durchführt, wodurch über die kinematischen Kennwerte eine Reduzierung der Störgrößen an den Radmodulen erfolgt. Durch die definierten Leistungen aus Abschnitt 5.3.2 wird hierbei auch der Energieverbrauch zum Halten der Lenkwinkel bei dem Geradeauslauf berücksichtigt. Da gegenüber konventionellen Fahrwerken auch keine starre Kopplung zwischen den Rädern über die Spurstange gegeben ist und dadurch keine Vorspur zur Verbesserung der Spurhaltestabilität eingestellt werden kann, wird diese Aufgabe durch die Fahrzeugführungsregelung übernommen.

In Tabelle 5.9 wird die Black-Box-Optimierung zur Bestimmung der kinematischen Kennwerte in der Konstruktionslage zusammengefasst.

Tabelle 5.9: Einstellungen der Black-Box-Optimierung zur Auslegung der kinematischen Kennwerte in der Konstruktionslage.

Parameter	Gütemaß	Manöver
ζ_0	$\min J_E = \min \sum_{i=1}^4 E_i$	Geradeauslauf

Bestimmung der Geometrie der Radaufhängung

Die Ortskurven der Radaufhängung, bestimmt durch die Radlenk- und Radhubkinematik, werden durch die virtuellen Drehpole und Lenkerlängen vorgegeben. Mit dem Ziel die Radaufhängung so einzustellen, dass auch bei dynamischen Manövern eine möglichst niedrige Verlustenergie auftritt, wird in diesem Schritt der Grundauslegung der ISO-Doppelspurwechsel betrachtet. Gegenüber der stationären oder beschleunigten Kreisfahrt erfolgt durch den Doppelspurwechsel eine relativ starke Anregung der Fahrwerkskinematik. Bei der beschleunigten Kreisfahrt variieren die Lenkwinkel, von einer gegensinnigen zu einer gleichsinnigen Ausrichtung, und drehen bis zu einer definierten Geschwindigkeitsgrenze ein, wobei nur langsame Änderungen der Störgrößen und der Lenkwinkel zu erwarten sind.

Vor der Durchführung der Black-Box-Optimierung in diesem Schritt, wird ein ein Satz optimaler kinematischer Kennwerte in Konstruktionslage ζ_0^* ausgewählt. Darauf aufbauend wird auch in diesem Schritt der Grundauslegung eine Black-Box-Optimierung wie in Abbildung 5.1 gezeigt durchgeführt. Als Gütemaß wird J_e , siehe Gleichung (5.26), gewählt, da

neben der Energieoptimierung auch die Empfehlungen aus der Literatur berücksichtigt werden.

In Tabelle 5.10 wird die Black-Box-Optimierung zur Bestimmung der virtuellen Drehpole und Lenkerlängen zusammengefasst.

Tabelle 5.10: Einstellungen der Black-Box-Optimierung zur Auslegung der virtuellen Drehpole und Lenkerlängen der Radaufhängung.

Parameter	Gütemaß	Manöver
ζ_G	$\min J_e$	ISO-Doppelspurwechsel

5.5.3 Nachauslegung

Für die Nachauslegung wird der verbleibende Satz der optimalen Parameter ζ_G^* dem Modell ergänzt, wodurch das 4WD4WS zusammen mit dem White-Box-Modell des Fahrwerks vollständig parametrisiert ist. Die Überprüfung des Fahrzeugverhaltens erfolgt durch die Manöver Seitenwindempfindlichkeit, Parkieren und das Drehen auf der Stelle. Im hier vorgestellten Auslegungsverfahren wird dieser Schritt mit Simulationen manuell durchgeführt. Dabei ist es auch das Ziel, die Parametrierung des globalen Optimums sowie benachbarter lokaler Optima zu untersuchen und gegebenenfalls ungeeignete Parametrierungen, z. B. Kennwerte mit sehr hohen Werten, auszuschließen. Mit dem dadurch ermittelten Wissen könnten das Auslegungsverfahren weiterentwickelt und einzelne Optimierungsschritte verbessert werden.

Das definierte Testmanöver in Kapitel 6 ist ein geeigneter Kandidat, um das Gesamtsystemverhalten zu überprüfen. Dabei werden die Gütemaße des Verfahrens in einem umfangreichen Szenario den Ergebnissen der einzelnen Stufen gegenübergestellt, wodurch die Ergebnisse des Auslegungsverfahrens überprüft werden.

5.6 Zusammenfassung

Das entworfene iterative Auslegungsverfahren führt in der Vorauslegung und Grundausslegung Black-Box-Optimierungen basierend auf der detaillierten Modellierung zusammen mit der durchgängigen, optimalen Fahrzeugführungsregelung durch. Im Anschluss an die Festlegung einer grundlegenden Fahrzeuggestalt und der Regelungsparametrierung an einem Nominalmodell ohne die Berücksichtigung des Fahrwerks, werden in der ersten Stufe die Wank- und Nickzentrumshöhe für optimalen Fahrkomfort mit der BS 6841 Norm als Gütemaß der Partikelschwarmoptimierung festgelegt. Die Anregung des Gütemaßes in der Black-Box-Simulation wird durch den ISO-Doppelspurwechsel und das Bremsen ausgeführt. Für das verwendete White-Box-Fahrwerksmodell werden diese vertikaldynamischen Parameter

im weiteren Verlauf des Verfahrens als konstant angenommen. Die Kinematik der Radaufhängung wird durch die Auslegung der kinematischen Kennwerte in der Konstruktionslage sowie der Geometrie der Radaufhängung festgelegt. Die Manöver Geradeauslauf und Doppelspurwechsel als Repräsentanten häufig durchgeführter Bewegungen des Fahrzeugs werden hierbei verwendet. Als Gütemaß wird die Minimierung des Energiebedarf zusammen mit der Minimierung der kinematischen Größen, basierend auf konstruktiven Richtlinien aus der Literatur für die Nachlaufstrecke, den Lenkrollradius und den Spreizungsversatz eingesetzt. Es resultiert die Festlegung der vertikalen Bewegung des Rades im Raum, wobei das White-Box-Modell des Fahrwerks diese Bewegung bestimmt.

Mit dem vorgestellten Verfahren wird erzielt, dass iterativ zunächst der grundlegende Fahrkomfort, über die Berücksichtigung der Beschleunigungen auf den Fahrer, optimal ausgelegt wird. Dadurch wird sichergestellt, dass die anschließende Optimierung des Energieverbrauchs, über die Topologie-Optimierung der Radaufhängung, die Verlustleistungen der Radmodule reduziert ohne eine Vernachlässigung grundlegenden Fahrkomforts der Insassen.

Das Auslegungsverfahren ist zusammenfassend in Abbildung 5.10 dargestellt.

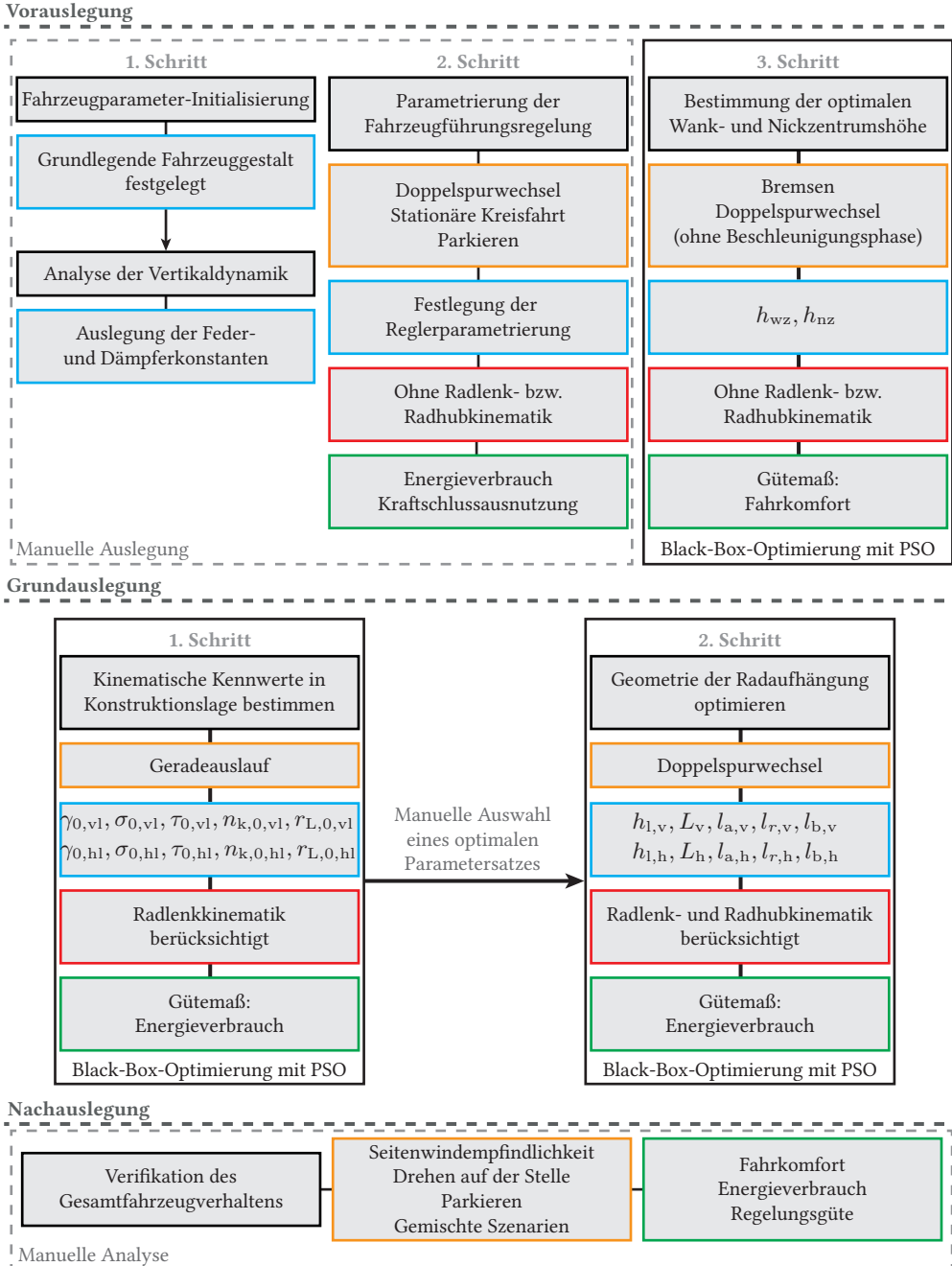


Abbildung 5.10: Vollständiges Auslegungsverfahren bestehend aus den drei Stufen: Vorauslegung, Grundausslegung und Nachauslegung. Festlegung optimaler Fahrzeugparameter (blau), Manöverauswahl (orange), Berücksichtigung des Fahrwerkmodells (rot) und Optimierungsziele bzw. Gütemaße der PSO (grün) innerhalb der einzelnen Schritte.

6 Ergebnisse und Diskussion

Im Fokus der Auswertung der Ergebnisse steht die Analyse und Bewertung des entworfenen Auslegungsverfahrens zur Topologie-Optimierung der Forschungsfrage 1, präsentiert in Abschnitt 6.1. Dabei werden neben dem optimalen Ergebnis der Durchführung des Auslegungsverfahrens der Radaufhängung weitere Ergebnisse miteinander verglichen. Hierbei wird die Auswirkung variierender Durchführungsergebnisse auf den Energieverbrauch und den Fahrkomfort analysiert. Mit dem optimalen Ergebnis der Durchführung des Verfahrens wird die kaskadierte, durchgängige und optimale Fahrzeugführungsregelung zu Forschungsfrage 2 in einer Gesamtsystemsimulation mit einem umfangreichen Testmanöver erprobt, präsentiert in Abschnitt 6.2. Ebenfalls werden die Stellgrößenverteilung und die Radmodul-Führungsgrößenbestimmung, als maßgebliche Kaskaden zur Ausnutzung der aktorischen Freiheitsgrade, gegenüber Methoden aus dem Stand der Technik verglichen, um die Vorteile der Algorithmen zur Energieeinsparung und der Fahrsicherheit aufzuzeigen, diskutiert in Abschnitt 6.3.

Die Regelungsarchitektur und -strategie sowie die Ergebnisse des Auslegungsverfahrens werden mit dem detaillierten Modell des Fahrzeugs erprobt. Die Parametrierung dieses Gesamtsystems wird in Anhang A und B präsentiert. Davon abweichende Parameter, z. B. bei der Nachauslegung zur Anpassung der Radmodul-Führungsgrößenbestimmung an das Manöver Drehen auf der Stelle, werden in den entsprechenden Abschnitten direkt angegeben. Das verwendete Testmanöver ergänzt die konventionellen Manöver ISO-Doppelspurwechsel, Beschleunigen und Bremsen mit Manövern, die nur mit erhöhten Lenkwinkeln durchführbar sind. Ein Slalom mit der Vorgabe eines Gierwinkels $\psi_{\text{ref}} = 0 \forall t$ sowie das Einparken ohne Rangieren vervollständigen das stetige Testmanöver.

Bezieht sich in den nachfolgenden Abschnitten ein Graph auf ein Element i eines Radmoduls, erfolgt die farbliche Zuweisung nach Tabelle 6.1.

Tabelle 6.1: Zuweisung der Farben zu den Radmodulen.

Index \square_i	Position	Farbe
1	vl	■
2	vr	■
3	hl	■
4	hr	■

Testmanöver

Das Testmanöver ist in Abbildung 6.1 als $x_{\text{ref}}-y_{\text{ref}}$ -Graph dargestellt. Abgeleitet aus dieser Bewegung im globalen Koordinatensystem werden die Positionsreferenztrajektorie im globalen Koordinatensystem $x_{\text{ref}}^{\text{p}}$, mit dem Referenzgierwinkel ψ_{ref} , und die Geschwindigkeits- sowie Beschleunigungsreferenztrajektorien $\dot{x}_{\text{ref}}^{\text{hd}}$ und $\ddot{x}_{\text{ref}}^{\text{hd}}$ im Fahrzeugkoordinatensystem. Die Referenztrajektorien werden in \vec{e}_x -Richtung in den Abbildungen C.1 bis C.2, in \vec{e}_y -Richtung in den Abbildungen C.3 bis C.5 und die Gierbewegung um die \vec{e}_z -Achse in den Abbildungen C.6 bis C.8 in Anhang C.2 gezeigt.

Die Start- und Endzeitpunkte der einzelnen Manöverabschnitte werden beispielhaft in Abbildung 6.2 markiert. Das Manöver beginnt mit einem Stillstand bis $t_1 = 5$ s. Daran anschließend erfolgt eine Beschleunigungsphase auf $v_{x,\text{ref}} = 22,22 \text{ m s}^{-1}$ bis $t_2 = 12,5$ s. Der anschließende ISO-Doppelspurwechsel wird mit dieser Geschwindigkeit gefahren und endet nach $t_3 = 27$ s. Bis $t_4 = 33$ s erfolgt eine Verzögerungsphase des Fahrzeugs auf $v_{x,\text{ref}} = 7 \text{ m s}^{-1}$. Ein Slalommanöver, welches ohne Gieren des Fahrzeugs durchgeführt wird, erfolgt durch zwei Referenzgeschwindigkeiten in \vec{e}_x - und \vec{e}_y -Richtung bis $t_5 = 52,5$ s. Nach einer weiteren Verzögerungsphase endet das Manöver durch einen Einparkvorgang bei $t_6 = 60$ s. Dabei folgt das Fahrzeug einer Soll-Gierbewegung, die das Fahrzeug ohne Rangieren in einen Parkplatz parallel zur Parklücke führt, d. h. $\psi_{\text{ref}}(t = 60 \text{ s}) = 0^\circ$ ausrichtet.

Dieses Testmanöver zeichnet sich dadurch aus, dass es neben einer typischen dynamischen Anregung durch den ISO-Doppelspurwechsel, auch eine hochdynamische Anregung im erweiterten Lenkwinkelbereich durch das Slalommanöver beinhaltet. Durch Stillstand, Verzögerungs- und Beschleunigungselemente wird ein breiter Arbeitsbereich abgedeckt, wodurch die betriebsbereichsunabhängige und durchgängige Eigenschaft der Fahrzeugführungsregelung erprobt wird. Das abschließende Parkmanöver stellt einen geeigneten Test für die Radmodul-Führungsgrößenbestimmung dar, da hierbei die Betriebsgrenzen der Lenkaktoren von $\pm 60^\circ$ einzuhalten sind. Hierbei wird auch das kinematische Verhalten der Radaufhängung für erhöhte Lenkwinkel untersucht.

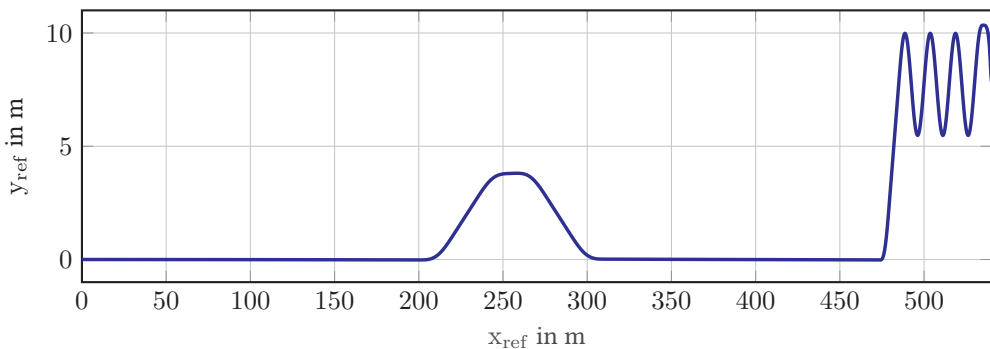


Abbildung 6.1: Referenzbewegung im globalen Koordinatensystem $x_{\text{ref},1}^{\text{p}} = x_{\text{ref}}$ und $x_{\text{ref},2}^{\text{p}} = y_{\text{ref}}$.

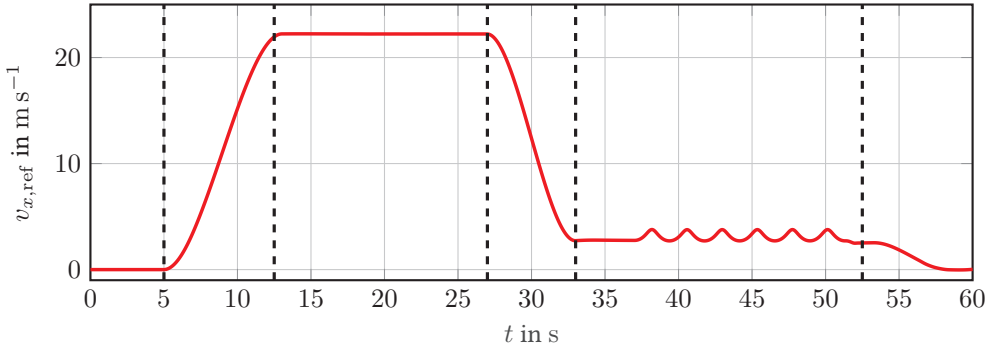


Abbildung 6.2: Referenzgeschwindigkeit $x_{\text{ref},1}^{\text{hd}} = v_{x,\text{ref}}$.

6.1 Auslegungsverfahren

In diesem Abschnitt werden Ergebnisse des Auslegungsverfahrens präsentiert und gegeneinander verglichen. Das Ergebnis ist eine Auswahl einer optimalen Topologie des Fahrwerks. Die manuelle Vorauslegung des Verfahrens besteht im Wesentlichen aus der Auswahl und Parametrierung des Fahrzeugs sowie der Fahrzeugführungsregelung. Ergebnisse dazu werden in Abschnitt 6.2 präsentiert, die ausgewählten und berechneten Parameter in Anhang A und B dokumentiert.

Der Schwerpunkt in diesem Abschnitt liegt auf der Analyse der Black-Box-Optimierungen des dritten Schritts der Vorauslegung und der Grundauslegung. Untersuchungen der Nachauslegung mit den Manövern Drehen auf der Stelle und Seitenwindempfindlichkeit werden präsentiert, Versuche mit dem Manöver Einparken detailliert in Abschnitt 6.3.2.

6.1.1 Ergebnisse der Vorauslegung

Im dritten Schritt der Vorauslegung werden die optimalen Wank- und Nickzentrumshöhen h_{wz}^* bzw. h_{nz}^* bestimmt. In der unterlagerten Black-Box-Simulation wird dazu keine Radlenk- und Radhubkinematik berücksichtigt, da diese in der verwendeten White-Box-Modellierung des Fahrwerks von der Wank- und Nickzentrumshöhe abhängig sind. Ziel des Vorgehens in diesem Schritt ist die Bestimmung des Wank- und Nickzentrums der Vertikaldynamik, damit ein möglichst komfortoptimales Verhalten des Fahrzeugs erzeugt wird. Die Ergebnisse der Black-Box-Optimierungen sind in den Abbildungen 6.3 und 6.4 dargestellt. Zusätzlich wird der Regelfehler e_y über der Wankzentrumshöhe h_{wz} in Abbildung 6.5 gezeigt.

Zunächst wird die Auslegung des Nickpols betrachtet. Beim konventionellen Fahrwerksentwurf wird ein hoher Nickpol mit einer Verschlechterung des Fahrkomforts verbunden [Trz17]. Dieses Verhalten wird prinzipiell auch durch die Black-Box-Optimierung abgebildet, siehe Abbildung 6.3. In dieser Abbildung wird dargestellt, dass ein über oder unter dem

optimalen Wert h_{nz}^* liegender Nickpol den Fahrkomfort des betrachteten Fahrzeugkonzeptes verschlechtert. Durch das, hinsichtlich der wirkenden Beschleunigungen, relativ moderate Bremsmanöver zusammen mit dem Nickmoment bzw. der Nickbeschleunigung und den Beschleunigungsgrößen in \vec{e}_x -Richtung als alleinige Anregung, erfolgt nur eine geringe Variation des Gütemaßes J_a , wodurch deren resultierender Wertebereich sich wenig ändert. Ebenfalls ist das Manöver kurz $\Delta T = 6$ s, wodurch das Gütemaß relativ gegenüber längeren Manövern, z. B. dem ISO-Doppelspurwechsel ohne Beschleunigungsphase, mit $\Delta T = 12$ s, größer wird.

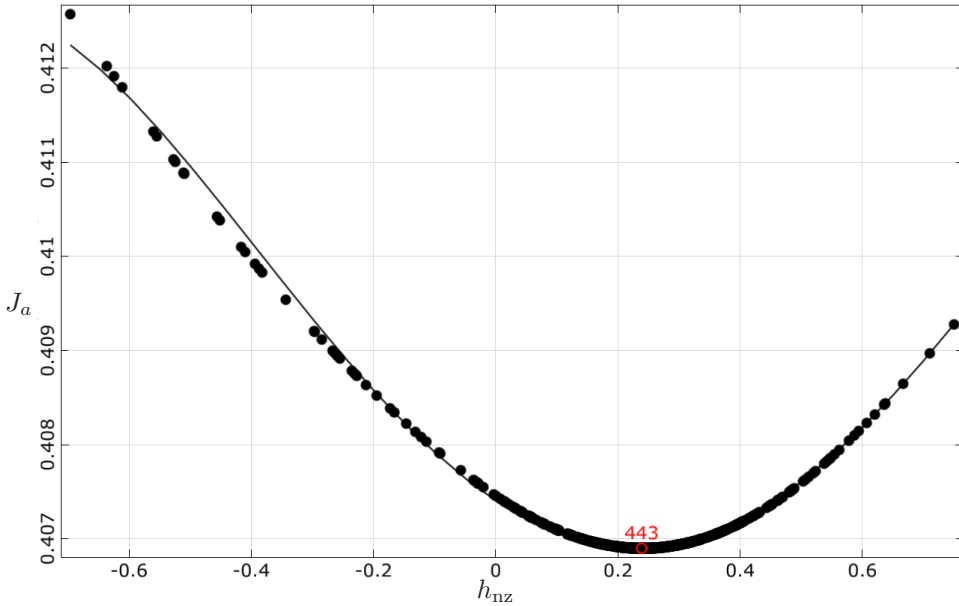


Abbildung 6.3: Optimierungsergebnisse des Komfortgütemaßes J_a , siehe Gleichung 5.13, über der Nickzentrumshöhe h_{nz} für das Manöver Bremsen. Iterationen (Schwarze Punkte) und Nummer der Iteration mit optimalem Ergebnis (rot).

Ein hohes Wankzentrum erzeugt hohe Sturz- und Spurweitenänderungen beim Einfedern, wodurch auch der Querschlupf im Reifenaufstandspunkt erhöht wird. Im konventionellen Fahrwerksdesign wird deshalb zur Steigerung der Fahrstabilität die Wankzentrumshöhe niedrig ausgelegt. Bei einem PKW beispielsweise zu $h_{\text{wz}} \approx 0,15$ m [Böh10]. Hohe Fahrstabilität und die Unterstützung des Fahrers bei der Seitenführung des Fahrzeugs wird dadurch erzielt. Eine Abstimmung zwischen Feder- und Dämpferkonstanten zum Wankzentrum beeinflusst schließlich den resultierenden Fahrkomfort. Soll der Fahrkomfort bei konventionellen PKW gezielt verbessert werden, wird der Abstand zwischen Wankachse und Aufbauschwerpunkt des Fahrzeuges verringert, wodurch sich das resultierende Wankmoment verkleinert.

Dieses Verhalten wird auch bei der Vorauslegung erzielt. Wie in Abbildung 6.4 gezeigt, wird das Gütemaß J_a minimiert, wenn sich h_{wz} dem Schwerpunkt h_{sp} annähert und erhöht sich,

wenn der Hebelarm für sinkende h_{wz} zunimmt. Wird zusätzlich Abbildung 6.5 mit dem Regelfehler e_y betrachtet, wird eine Verbesserung für niedrig liegende Wankzentren erzielt, wobei das Optimum bei ca. $h_{wz} = -0,2$ m liegt. Für niedrigere Wankzentren steigt der Regelfehler wieder an, da sich das Gesamtfahrzeugverhalten hier den Kraftschlussgrenzen der Reifen nähert. Ein über dem Schwerpunkt liegendes Wankzentrum mit gutem querdynamischem Fahrverhalten wird durch die präsentierte Fahrzeugführungsregelung ermöglicht.

Werden die erzielten Werte des Gütemaßes J_a zusammen mit der Interpretation aus Tabelle 5.5 betrachtet kann eine starke Korrelation zwischen der Höhe des Wankzentrums und dem Komfortempfinden hergestellt werden. Was auch durch die höhere Anregung des Gesamtsystems, gegenüber der Auslegung des Nickzentrums, durch den ISO-Doppelspurwechsel, ermöglicht wird.

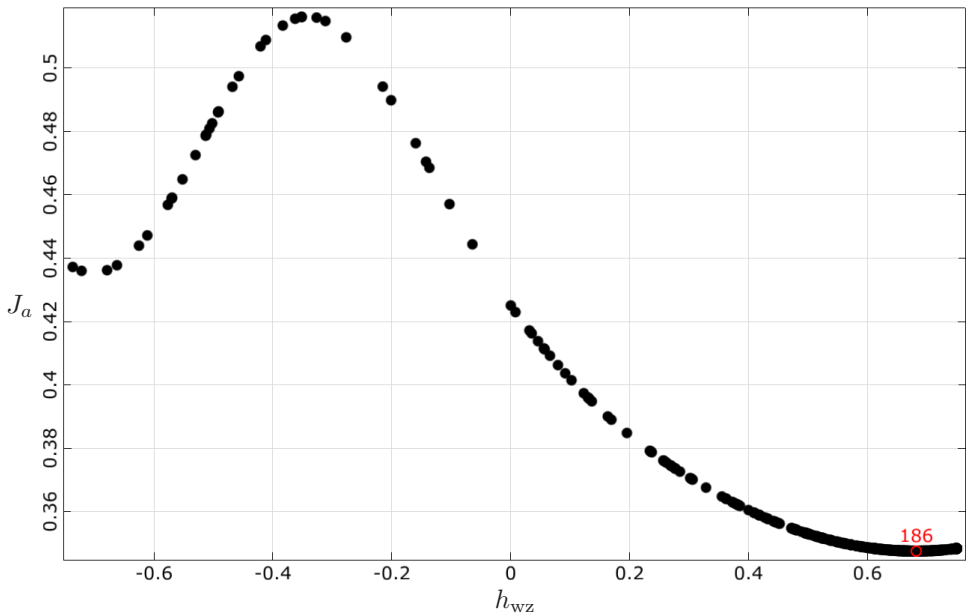


Abbildung 6.4: Optimierungsergebnisse des Komfortgütemaßes J_a , siehe Gleichung 5.13, über der Wankzentrumshöhe h_{wz} für das Manöver ISO-Doppelspurwechsel. Iterationen (Schwarze Punkte) und Nummer der Iteration mit optimalem Ergebnis (rot).

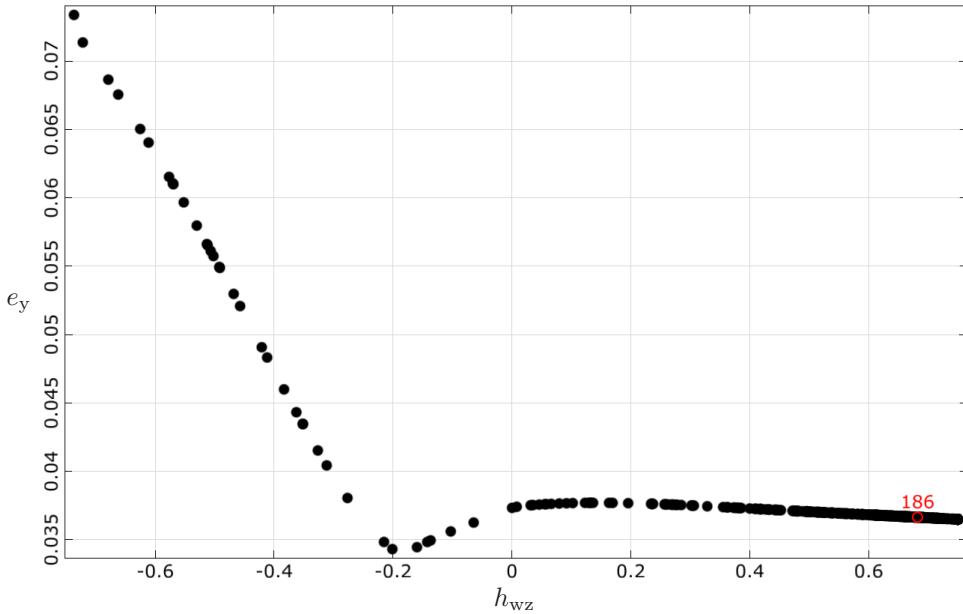


Abbildung 6.5: Positionsfehler e_y über der Wankzentrumshöhe h_{wz} zum ISO-Doppelspurwechsel der Black-Box-Optimierungen. Iterationen (Schwarze Punkte) und Nummer der Iteration mit optimalem Ergebnis des Fahrkomforts (rot).

Zur Analyse der Optimierungsergebnisse sind in Tabelle 6.2 vergleichende Werte der Wank- und Nickzentrumshöhen aufgeführt. Als Kriterien werden das Gütemaß J_a , die maximalen Wank- $\max(|\theta|)$ und Nickwinkel $\max(|\phi|)$, die maximalen Regelfehler ($\max(|e_x|)$, $\max(|e_y|)$ und $\max(|e_\psi|)$) sowie die maximalen translatorischen ($\max(|a_x|)$ und $\max(|a_y|)$) und rotatorischen Beschleunigung ($\max(|\dot{\phi}|)$ und $\max(|\dot{\theta}|)$) des Fahrzeugaufbaus verglichen. Dabei werden Ergebnisse der Manöver Bremsen und ISO-Doppelspurwechsels aus der Black-Box-Optimierung dem Testmanöver gegenübergestellt. Die ausgewählten lokal optimalen Ergebnisse für h_{wz} und h_{nz} sind so gewählt, dass diese einen interessanten Wert abbilden, z. B. eine Wankhöhe mit niedrigstem lateralen Regelfehler oder Nickzentrum im Schwerpunkt.

Es zeigt sich, dass das Nickzentrum eine weniger relevante Rolle bei der Optimierung des Fahrkomforts oder der Verbesserung des Regelverhaltens einnimmt. Die Annahme bei der Modellierung des Fahrwerks, dass zwei Längspole anstelle des Nickzentrums als Optimierungsparameter verwendet werden können, wird mit diesen Ergebnissen als zutreffend nachgewiesen, da eine Verschiebung des Nickzentrums zwischen Fahrbahn und Fahrzeugschwerpunkt das Gesamtfahrzeugverhalten nur gering beeinflusst. Mit einem Optimierungsparameter je Achse lässt sich das Verhalten des Fahrzeugs gegebenenfalls weiter verbessern.

Das Wankzentrum nimmt die entscheidende Rolle beim resultierenden Verhalten der Vertikaldynamik ein. Liegt das Wankzentrum tief, hier $h_{wz} = -0,2$ m, resultiert zwar im Manöver zur Black-Box-Optimierung die niedrigste laterale Positionsabweichung, im Testmanöver wird dieses Verhalten allerdings nicht reproduziert. Im Gegenzug dazu steigt das Komfortmaß

J_a gegenüber der optimalen Parametrierung stark an, was besonders durch die sehr hohen Wankwinkel und Wankwinkelbeschleunigungen erzeugt wird. Eine geringfügige Verbesserung des niedrigen Wankzentrums wird bei der maximalen lateralen Beschleunigung erzielt. Wie bereits in Abbildung 6.4 gezeigt, wird durch eine Wankzentrumshöhe im Schwerpunkt des Fahrzeugs ähnliches Komfortverhalten erzeugt. Die verbleibenden Kriterien mit diesem Ergebnis sind vergleichbar mit dem des optimalen Wertes für h_{wz} .

Zusammenfassend wird festgestellt, dass die Vorauslegung zur Bestimmung optimaler Wank- und Nickzentrumshöhen der Vertikaldynamik ohne Berücksichtigung der Radhub- und Radlenkkinematik über spezielle Manöver in Black-Box-Simulationen signifikante Ergebnisse auch für komplexere Manöver, beispielsweise das hier vorgestellte Testmanöver, erzielt und dabei den Fahrkomfort für das Gesamtfahrzeugverhalten optimiert.

Tabelle 6.2: Vergleich der optimalen Wank und Nickzentrumshöhen. In der ersten Zeile eines Kriteriums werden die Werte für das Optimierungsmanöver (Doppelspurwechsel ohne Beschleunigung bzw. Bremsen) in der zweiten die Werte für das Testmanöver angegeben. Interessante Werte der Kriterien für das Testmanöver werden in grün (beste) und rot (schlechteste) werden hervorgehoben.

Wert	h_{wz}			h_{nz}		
	0,68 m	-0,20 m	0,50 m	0,24 m	0,40 m	0,50 m
J_a in m s^{-2}	0,34 0,47	0,49 0,65	0,35 0,490	0,407 -	0,411 0,480	0,407 0,484
$\max(\phi)$ in $^\circ$	0,03 0,48	0,02 0,48	0,03 0,48	0,61 -	1,02 0,81	1,27 1,01
$\max(\theta)$ in $^\circ$	3,81 3,9	4,89 10,58	3,79 4,59	0,0 -	0,007 3,9	0,00 3,91
$\max(\dot{\phi})$ in $^\circ \text{s}^{-1}$	0,002 1,28	0,001 2,84	0,004 1,32	1,76 -	2,04 2,32	3,80 2,66
$\max(\dot{\theta})$ in $^\circ \text{s}^{-1}$	0,34 15,03	0,48 43,28	0,29 17,02	0,11 -	0,10 15,03	0,11 15,02
$\max(a_x)$ in m s^{-1}	0,19 4,86	0,27 4,86	0,22 4,86	6,09 -	6,10 4,86	6,09 4,86
$\max(a_y)$ in m s^{-1}	0,60 6,6	1,06 6,43	0,62 6,58	0,02 -	0,01 6,50	0,02 6,61
$\max(e_x)$ in m	0,10 0,10	0,10 0,10	0,10 0,10	0,11 -	0,11 0,09	0,11 0,10
$\max(e_y)$ in m	0,038 0,04	0,034 0,08	0,038 0,05	0,00 -	0,00 0,05	0,00 0,04
$\max(e_\psi)$ in $^\circ$	0,32 2,20	0,44 2,41	0,32 2,20	0,00 -	0,00 2,20	0,00 2,20

6.1.2 Ergebnisse der Grundauslegung

Die Grundauslegung besteht aus zwei iterativ durchgeführten Black-Box-Optimierungen. Im ersten Schritt werden die Parameter in Konstruktionslage ζ_0 , im zweiten die geometrischen Parameter ζ_G des White-Box-Fahrwerkmodells bestimmt.

Konstruktionslage

Zur Bestimmung der kinematischen Kennwerte in Konstruktionslage wird ein Geradeauslaufmanöver verwendet. Die Gleichungen der Radlenkkinematik werden berücksichtigt, Spreizungs- und Nachlaufwinkeländerung bleiben in diesem Auslegungsschritt unberücksichtigt. Ziel dabei ist es die konstanten Parameter so zu bestimmen, dass der Energieverbrauch minimal wird.

Wie in Abbildung 6.6 präsentiert, kann durch eine ungeschickte Wahl der Parameter eine Fahrwerkskonfiguration erfolgen, die den Energiebedarf stark erhöht, was auch durch eine mit diesem Parametersatz instabile Fahrzeugführungsregelung hervorgerufen wird. Allerdings erzielen die meisten Black-Box-Simulationen stabiles Fahrverhalten. Zu beobachten ist, dass durch die Abhängigkeit zum Lenkwinkel und der Symmetrien der trigonometrischen Funktionen der Radlenkkinematik, siehe Abschnitt 3.4.2, vergleichbare absolute Werte von τ_0 , σ_0 und γ_0 mit Vorzeichenwechsel ähnliche Gütemaße erzielen. Obwohl die Lenkwinkel während des Manövers $\delta \approx 0$ sind, werden zum Ausgleich der Störgrößen sehr kleine Lenkwinkel gestellt, deren Vorzeichen abhängig vom Gesamtsystemverhalten variiert, wodurch das beobachtete Verhalten resultiert.

Während der Sturz über die Nebenbedingung aus Abschnitt 5.2 überprüft und dessen Werte in Konstruktionslage direkt ausgewählt werden, sind Nachlaufwinkel und Spreizungswinkel in Konstruktionslage mit gleichem Vorzeichen und in Analogie zum konventionellen Fahrzeugdesign auszuwählen. Dadurch, dass die Gütemaße im Bereich des globalen Optimums einen vernachlässigbaren Unterschied haben, wird deshalb die Parametrierung nach Tabelle 6.3 für die weiteren Schritte des Auslegungsverfahrens verwendet.

Geometrie

Die optimalen Werte in Konstruktionslage ζ_0^* aus Tabelle 6.3 werden dem Parametersatz der Gesamtsimulation hinzugefügt. Im zweiten Schritt der Grundauslegung werden die Parameter der Radhubkinematik ζ_G so bestimmt, dass der Energieverbrauch auch bei dynamischen Manövern minimal wird. Innerhalb der Black-Box-Optimierung wird dazu der ISO-Doppelspurwechsel verwendet. Die Modellierung, der Entwurf der Fahrzeugführungsregelung sowie die optimale Auslegung der Fahrwerk-Topologie sind nach diesem Schritt des Auslegungsverfahrens abgeschlossen.

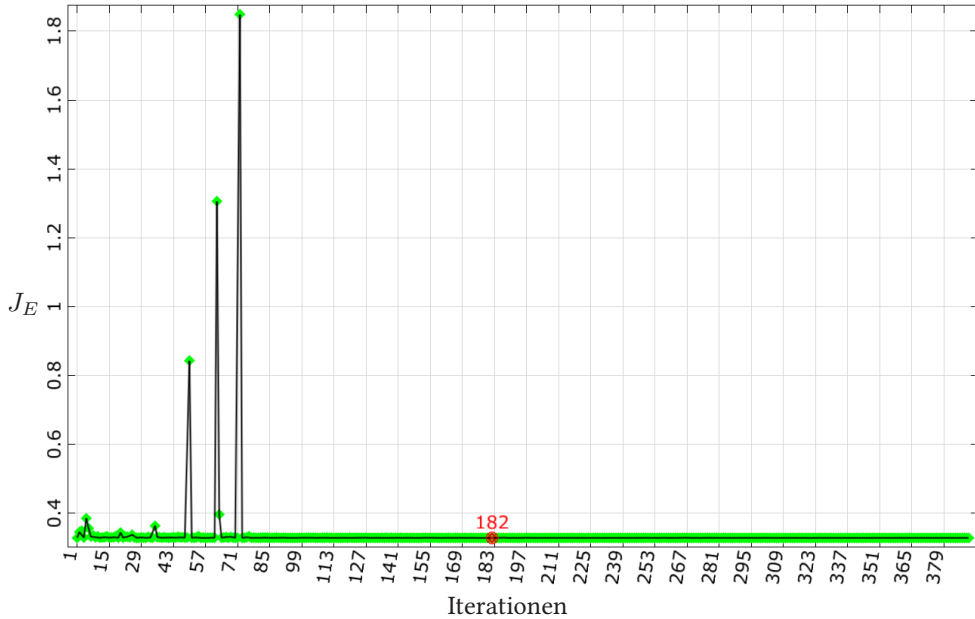


Abbildung 6.6: Optimierungsergebnisse mit dem Gütemaß J_E gegenüber den Iterationen der Black-Box-Optimierung. Die Ausreißer sind instabile Parametrierungen. Iterationen (Grüne Punkte) und Iteration mit optimalem Ergebnis (rot, 182).

Tabelle 6.3: Ergebnisse der Black-Box-Optimierung zur Auslegung der kinematischen Kennwerte in Konstruktionslage.

Sturzwinkel	Sprenzwinkel	Nachlaufwinkel	Nachlaufversatz	Lenkrollradius
$\gamma_{0,v} = -1,80^\circ$	$\sigma_{0,v} = -0,40^\circ$	$\tau_{0,v} = -4,54^\circ$	$n_{k,0,v} = -2,4 \cdot 10^{-3} \text{ m}$	$r_{L,0,v} = -6,6 \cdot 10^{-4} \text{ m}$
$\gamma_{0,h} = -2,79^\circ$	$\sigma_{0,h} = -2,37^\circ$	$\tau_{0,h} = -0,58^\circ$	$n_{k,0,h} = -6,3 \cdot 10^{-3} \text{ m}$	$r_{L,0,h} = -8,9 \cdot 10^{-3} \text{ m}$

In der nachfolgenden Auswertung wird untersucht, ob die Fahrzeugführungsregelung in der Gesamtsimulation mit parametrisierten Fahrwerk das Gesamtverhalten verbessert und umgekehrt, ob sich die Auslegung der Topologie der Radaufhängung auch beim betrachteten Fahrzeugkonzept positiv auf das Gesamtverhalten auswirkt.

Die optimale Topologie und vier Vergleichsparametersätze werden in Tabelle 6.4 aufgelistet. Innerhalb der Tabelle werden die resultierenden Gütemaße der fünf Parametersätze aus

der Black-Box-Optimierung Ergebnissen der Topologien mit dem Testmanöver gegenübergestellt. Die Werte der optimalen Topologie sind in Tabelle 6.5 aufgeführt. Das resultierende Verhalten der Kinematik des Fahrwerks wird in Anhang D.2 präsentiert.

Das primäre Kriterium zur Analyse ist der Energieverbrauch J_E . Der Fahrkomfort, als weiteres zentrales Gütekriterium dieser Arbeit, wird ebenfalls über das Gütemaß J_a betrachtet. Zur weiteren Interpretation werden die Positionsregelfehler e^P aufgelistet. Es werden diejenigen Parametersätze miteinander verglichen, die hinsichtlich eines Kriteriums innerhalb der Black-Box-Optimierung das beste Ergebnis in der Simulation erzielt haben (grün hervorgehoben). Die Parametersätze der Topologien zwei bis vier sind in Anhang D.1 aufgelistet.

Tabelle 6.4: Vergleich verschiedener Optimierungsergebnisse zur Topologie-Optimierung des Fahrwerks. In der ersten Zeile eines Kriteriums werden Werte für den Doppelspurwechsel ohne Beschleunigung in der zweiten Werte für das Testmanöver angegeben. In grün markiert sind beste Ergebnisse der Kriterien nach der Black-Box-Optimierung.

	Topologie 1	Topologie 2	Topologie 3	Topologie 4	Topologie 5
J_E	114 603	127 371	130 974	120 988	129 855
in W s	184 821,51	185 905,87	210 275,82	185 415,11	185 071,81
J_a	0,255	0,217	0,465	0,225	0,238
in m s^{-2}	0,475	0,475	0,482	0,473	0,474
$\max(e_x)$	0,108	0,108	0,092	0,108	0,108
in m	0,100	0,100	0,100	0,100	0,100
$\max(e_y)$	0,019	0,014	0,063	0,011	0,015
in m	0,045	0,045	0,060	0,047	0,047
$\max(e_\psi)$	0,085	0,170	0,680	0,111	0,046
in °	2,245	2,228	2,634	2,316	2,313

Während Topologie 1 sowohl in der Black-Box-Optimierung wie auch beim Testmanöver den niedrigsten absoluten Energieverbrauch erzielt, liegen die verbleibenden Kriterien beim Testmanöver bei allen Topologien eng beieinander. Die Unterschiede der Komfortgütemaße können vernachlässigt werden, die Positionsabweichungen sind während des Testmanövers identisch, wie in Abbildung 6.20 gezeigt. Dieser Regelfehler entsteht beim Beschleunigen aus dem Stillstand, was durch die Geometrie der Radaufhängung nur sehr gering beeinflusst werden kann. Im weiteren Verlauf des Testmanövers resultieren nur niedrigere Regelfehler. Die Regelfehler des Querversatzes und des Gierwinkels unterscheiden sich ebenfalls nicht signifikant. Ausnahmen sind der höhere Energieverbrauch und das Komfortgütemaß der Topologie 3.

Abschließend werden die Ergebnisse der Topologie 1, dem globalen Minimum des Auslegungsverfahrens, für die Gesamtfahrzeugparametrierung und -simulation in Abschnitt 6.2

hinzu­ge­fügt, da die mit dem Aus­le­gungs­ver­fahren er­ziel­ten opti­malen Er­geb­nis­se auch mit dem um­fang­rei­chen Test­ma­nö­ver er­zielt wer­den konn­ten.






Tabelle 6.5: Er­geb­nis­se der Black-Box-Opti­mie­rung zur Aus­le­gung der Ge­ome­trie der Radauf­hän­gung.

Höhe Längspol	Länge der Lenkachse	Federbein- hebelarm	Radhebelarm	Abstand Rad- träger zu Drehpol
$h_{l,v} = 0,287 \text{ m}$	$L_v = 0,329 \text{ m}$	$l_{b,v} = 0,830 \text{ m}$	$l_{r,v} = 0,770 \text{ m}$	$l_{a,v} = 1,178 \text{ m}$
$h_{l,h} = 0,655 \text{ m}$	$L_h = 0,326 \text{ m}$	$l_{b,h} = 0,831 \text{ m}$	$l_{r,h} = 0,855 \text{ m}$	$l_{a,h} = 1,212 \text{ m}$

Das Energiegütemaß J_E wird für die gezeigten Topologien im Detail verglichen. Der Verlauf des Gütemaßes ist in Abbildung 6.7 gezeigt. Die betrachtete Leistung P_i , siehe Gleichung (5.19), während des Testmanövers ist in Abbildung 6.8 dargestellt. Die wesentlichen Leistungen des Lenkungssystems $P_{M,\delta} + P_{L,\delta}$ werden in Abbildung 6.9 und die Reibungs- sowie Schlupfverluste $P_{R,\omega} + P_{\kappa,\omega}$ in Abbildung 6.10 gezeigt. Als wesentliches Element, das durch die kinematischen Kennwerte beeinflusst werden kann und Ursache der Energieverluste des Lenkungssystem ist, werden die Stördrehmomente in Abbildung 6.11 analysiert. Die Annahme, dass der Energieverbrauch der Raddrehzahldynamik das Energiegütemaß dominieren würde, wird durch Abbildung 6.12 gezeigt, denn der Energieverbrauch der Traktionsmotoren ist um den Faktor 30 höher als der Energieverbrauch der restlichen Radmodule. In Abbildung 6.12 ist auch kein wesentlicher Unterschied durch die Topologien des Fahrwerks zu identifizieren.

In den nachfolgenden Abbildungen 6.7 bis 6.12 erfolgt die farbliche Zuweisung nach Tabelle 6.6. In diesen Abbildungen wird auch auf die unterschiedliche Skalierung der Achsen hingewiesen, im nicht dargestellten Bereich werden keine relevanten Ergebnisse gezeigt, die Kurven liegen mit einem zu vernachlässigenden Unterschied übereinander.

Tabelle 6.6: Zuweisung der Farben zu den entworfenen Topologien der Grundausslegung.

Topologie	Farbe
1	
2	
3	
4	
5	

Werden die nachfolgenden Abbildungen betrachtet, wird zunächst festgestellt, dass ein höherer Leistungsbedarf bzw. höhere Stördrehmomente genau dann eine maßgebliche Änderung erfahren, wenn eine Lenkwinkeländerung und dadurch eine Wankwinkeländerung, der wesentlicher Treiber der Radaufstandskräfte ist. Topologie 3 als Parametrierung mit einem hohen Energiebedarf zeigt stark abweichendes Verhalten gegenüber den Vergleichstopologien,

wie schon in Tabelle 6.4 aufgeführt. Werden die Graphen im Detail analysiert, kann zunächst festgestellt werden, dass Topologie 1 während der Beschleunigungs- und Verzögerungsphase sowie dem Doppelspurwechsel den niedrigsten Leistungsbedarf hat. Dies wäre auch ein Auswahlkriterium der Optimierungsergebnisse, da diese Manöver einen Großteil realer Fahrten ausmachen. Werden die Verluste des Lenkungssystems $P_{M,\delta} + P_{L,\delta}$ mit den Verlusten durch Roll- und Schlupfwiderstände $P_{R,\omega} + P_{\kappa,\omega}$ verglichen, zeigt sich, dass Topologie 2 niedrigere Störgrößen am Lenkungssystem erzeugt, was auch in Abbildung 6.7 während des Slaloms am Leistungsbedarf zu sehen ist. Roll- und Schlupfverluste durch Topologie 1 sind wiederum etwas niedriger, wodurch die Summe der Verlustleistungen beider Topologien ähnlich groß ist. Für die Topologien 4 und 5, und weiterer Topologien der Black-Box-Simulation mit vergleichbar niedrigen Gütemaßen, kann ähnliches Verhalten beobachtet werden.

Mit den geometrischen Größen der Radaufhängung werden unmittelbar die Störgrößen des Lenkungssystems beeinflusst. Dennoch muss der Optimierer einen Mittelweg finden, mit dem auch Roll- und Schlupfverluste reduziert werden, denn, wird das Fahrverhalten beispielsweise durch den eingestellten Sturzwinkel positiv beeinflusst, steigen die Schlupfverluste durch eine höhere Seitenführungskraft an. Ein letzter Einflussfaktor ist das zeitvariante Radträgheitsmoment $J_z^{\text{ld}}(t)$, das bei ungeschickter Parametrierung des Fahrwerks den Energieverbrauch zum Ansteuern der Radmodule weiter erhöhen kann.

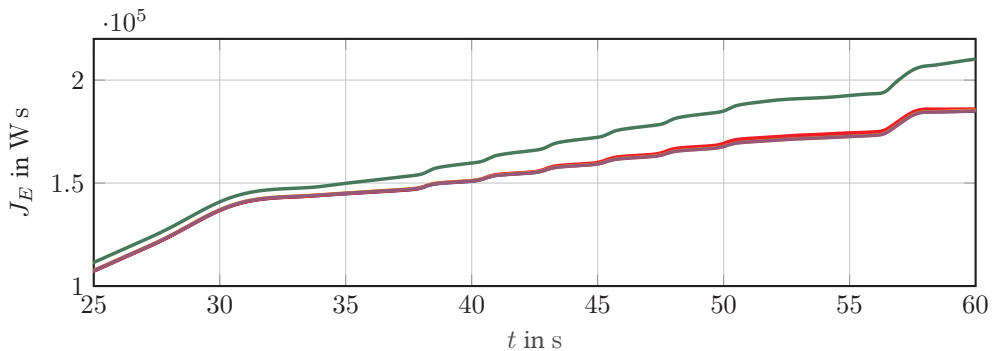


Abbildung 6.7: Vergleich des Energiegütemaßes J_E während des Testmanövers für die Topologien aus Tabelle 6.4 des Gesamtfahrzeugs.

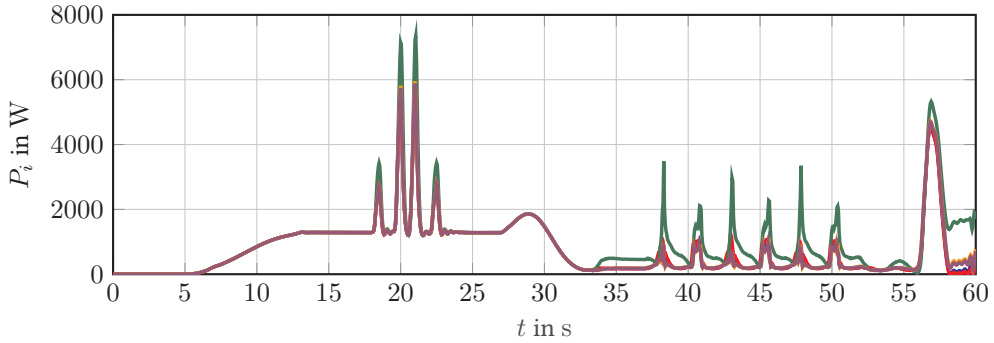


Abbildung 6.8: Vergleich der Leistung P_1 während des Testmanövers für die Topologien aus Tabelle 6.4 für das vordere linke Radmodul.

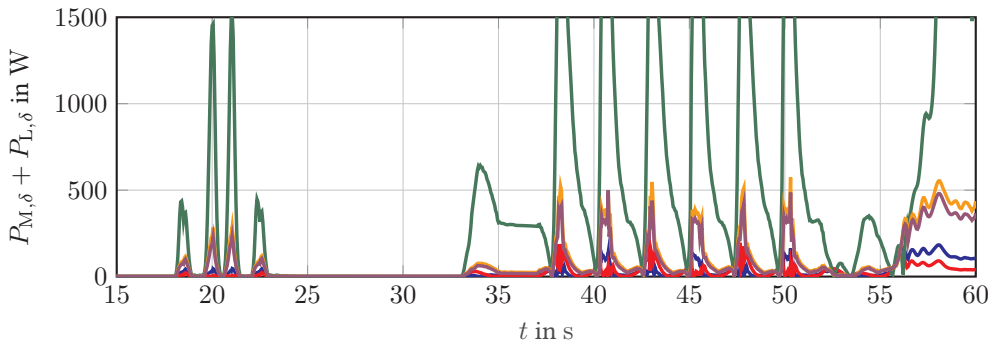


Abbildung 6.9: Vom Radmodul $i = 1$ benötigte Leistung sowie aufgebrauchte Verlustleistung $P_{M,\delta,1} + P_{L,\delta,1}$ des Lenkungssystems während des Testmanövers.

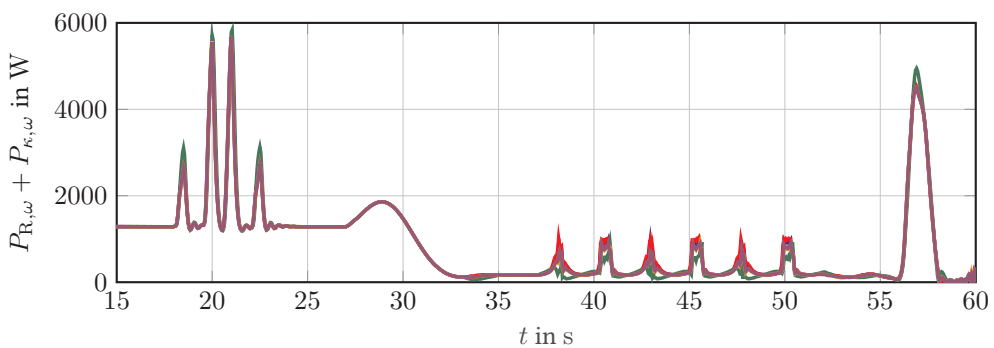


Abbildung 6.10: Reibungs- und Schlupfverluste $P_{R,\omega,1} + P_{\kappa,\omega,1}$ des Radmoduls $i = 1$ während des Testmanövers.

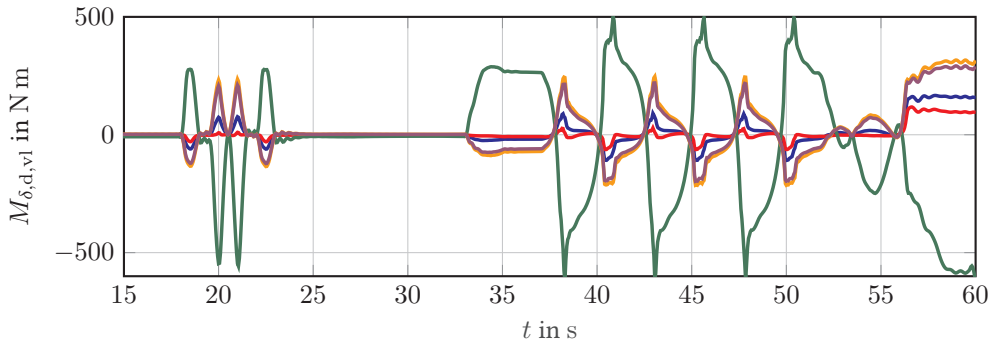


Abbildung 6.11: Stördrehmomente abhängig von den Topologien aus Tabelle 6.4 für das vordere linke Radmodul.

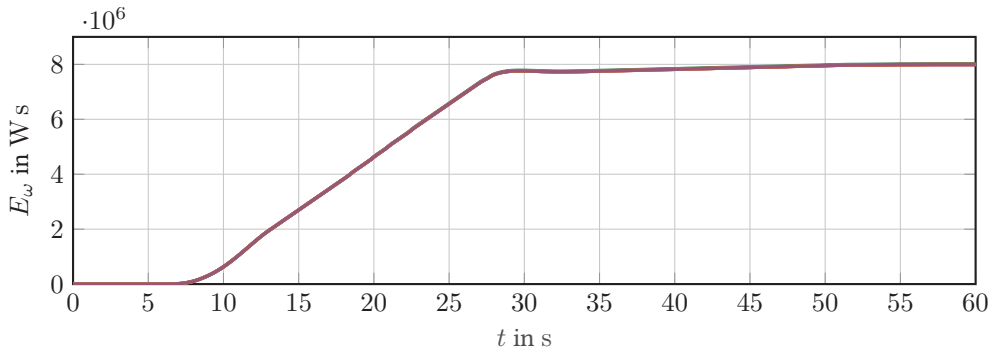


Abbildung 6.12: Benötigte Energie der Traktionsmotoren E_{ω} des Gesamtfahrzeugs während des Testmanövers.

6.1.3 Ergebnisse der Nachauslegung

Obwohl das präsentierte Testmanöver bereits von den Manövern der Black-Box-Optimierungen abweichende Referenztrajektorien bereitstellt, werden in der Nachauslegung die Seitenwindempfindlichkeit sowie das Drehen auf der Stelle separat analysiert. Die relevanten Größen des Tests auf Seitenwindempfindlichkeit sind die Positionsregelabweichungen, welche in Abbildung 6.13 präsentiert werden. Die Reaktion der Regelungsarchitektur wird über die Lenkwinkel in Abbildung 6.14 präsentiert.

Die steigende und fallende Flanke des Seitenwinds erzeugt jeweils eine Regelabweichung in \vec{e}_y Richtung von $e_y < 0,03$ m. Die Regelabweichung des Gierwinkels mit $e_{\psi} \approx 0,06^\circ$ kann vernachlässigt werden und die Regelabweichung in \vec{e}_x -Richtung verhält sich während des Beschleunigens analog zum Testmanöver und wird im restlichen Verlauf nicht vom Seitenwind beeinflusst. Die Reaktion des Fahrzeugs ist eine gleichsinnige Lenkung der vier Räder. Das Verhalten dabei ist optimal hinsichtlich der gestellten Kriterien in den Regelungskaskaden und wird nicht a priori festgelegt.

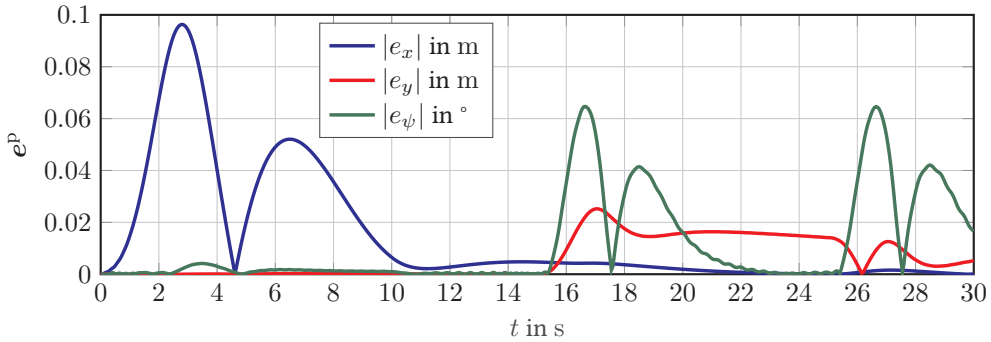


Abbildung 6.13: Betrag der Regelfehler der Positionstrajektorienfolge- und Seitenwindempfindlichkeit.

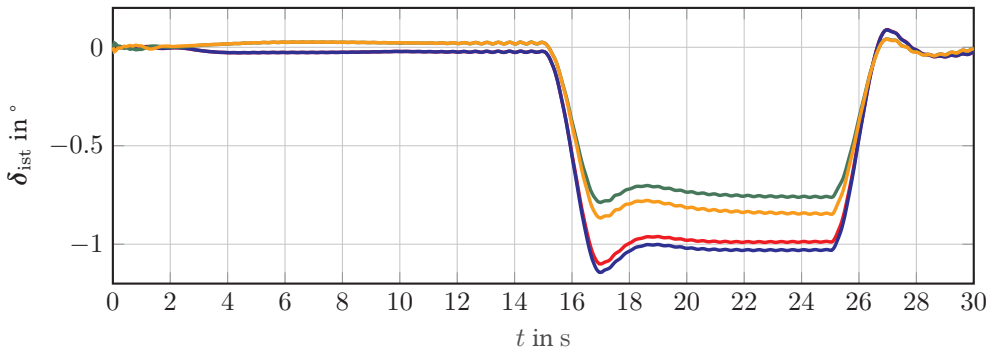


Abbildung 6.14: Lenkwinkelverläufe δ_{ist} während des Manövers Seitenwindempfindlichkeit.

Zur Analyse des Manövers Drehen auf der Stelle werden in Abbildung 6.15 zwei Simulationsergebnisse präsentiert. Das erste basiert auf der gleichen Parametrierung wie die des Fahrzeugs in Abschnitt 6.2, bzw. Tabelle B.3, und die zweite auf einer angepassten. Die Parametrierungen sind in Tabelle 6.7 aufgeführt.

Tabelle 6.7: Parametrierung der Fahrzeugführungsregelung zum Manöver Drehen auf der Stelle

	δ_q	k_r	r_{\max}	k_d	d_{\max}
Parametrierung nach Tabelle B.3	20	5	$1,0 \cdot 10^{-3}$	10	$1,5 \cdot 10^4$
Angepasste Parametrierung	1	3	$1,0 \cdot 10^{-5}$	15	$1,0 \cdot 10^4$

Mit dem Schwerpunkt auf das Einparken am Ende des Manövers, werden die Gewichtungen innerhalb der Kostenfunktion sowie die Endwertgewichtung so angepasst, dass das Fahrzeug mit möglichst niedriger Regelabweichung in die Parklücke fährt. Das Drehen auf der Stelle hat allerdings andere Anforderungen an die Fahrzeugführungsregelung, da dieses Manöver

nur aus dem Stillstand heraus ausgeführt wird. Wie in Abschnitt 4.3 zusammengefasst, ist die Parametrierung, besonders die Endwertgewichtung, so anzupassen, dass das Fahrzeug ausparken, bzw. hier Drehen auf der Stelle, ausführen kann. Das Verhalten beider Parametrierungen wird bei der Betrachtung der Lenkwinkel und Rad-Drehzahlen in den Abbildungen 6.16 bis 6.19 verdeutlicht. Durch die gewählte Gewichtung wechseln zwei Lenkwinkel ihr Vorzeichen, wodurch ein hoher Gierwinkelfehler entsteht. Durch die bleibende Regelabweichung am Ende des Manövers zusammen mit der hohen Endtermgewichtung verbleibt sowohl eine deutliche Abweichung der Position sowie des Gierwinkels. Ebenfalls werden die Lenkwinkel nicht in ihre Ausgangsstellung zurückgeführt. Während die angepasste Parametrierung zum Beginn des Manövers bereits glatte Verläufe der Lenkwinkel und Raddrehzahlen erzeugt, können weitere Anpassungen, auch jedes Radmodul separat, das Verhalten am Ende des Manövers weiter verbessern. Abschließend wird festgestellt, dass die vier Lenkwinkel während des Drehens in ihre Begrenzung $\pm 60^\circ$ angesteuert werden. Dies zeigt, dass die optimalen Lenkwinkel außerhalb dieses Bereichs liegen und eine Erhöhung des zulässigen Lenkwinkelbereichs das Verhalten des Fahrzeugs bei diesem Manöver weiter verbessern würde.

Während das Testmanöver diejenigen Manöver abbildet, die im Alltag durch das Fahrzeugkonzept am häufigsten durchgeführt werden, können Manöver wie das Ein- und Ausparken sowie das Drehen auf der Stelle separat parametrisiert werden. Dabei zeigt sich allerdings, dass nicht die vollständige Regelungskaskade angepasst werden muss, sondern wie beim Drehen auf der Stelle, Parametrierungen einzelner Kaskaden. Ebenfalls bleibt das Auslegungsverfahren unabhängig von der Güte der Manöver in der Nachauslegung, da hier Topologien im Sinne von K.O.-Kriterien aussortiert werden. Es ist allerdings anzunehmen, dass die Auswahl geeigneter Manöver in den ersten zwei Stufen des Auslegungsverfahrens durch die gewählten Gütemaße bereits optimale Topologien bestimmt, die kein instabiles Verhalten erzeugen.

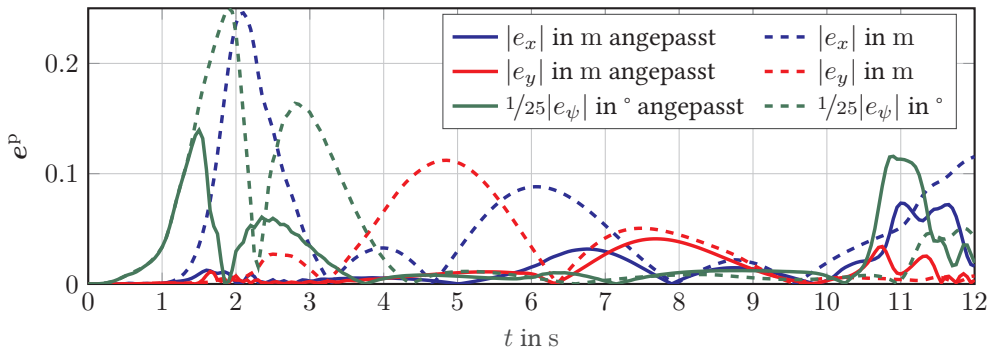


Abbildung 6.15: Betrag des Regelfehlers der Positionstrajektorienfolgeregelung e^p während des Manövers Drehen auf der Stelle für beide Parametrierungen aus Tabelle 6.7.

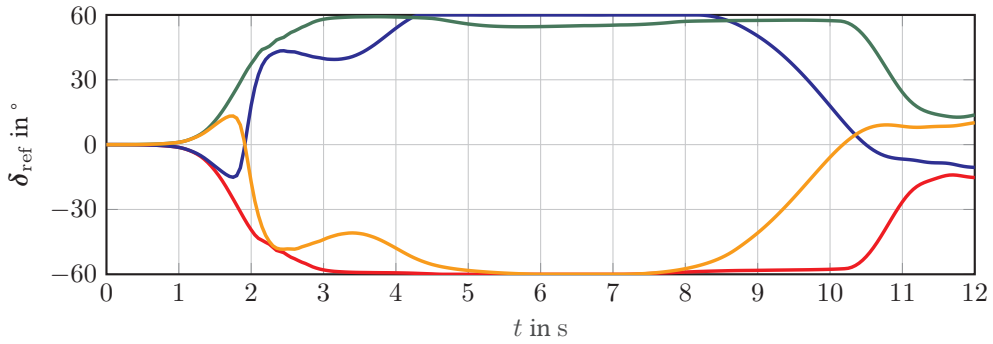


Abbildung 6.16: Referenzlenkwinkel δ_{ref} mit der Parametrierung der Gesamtsimulation.

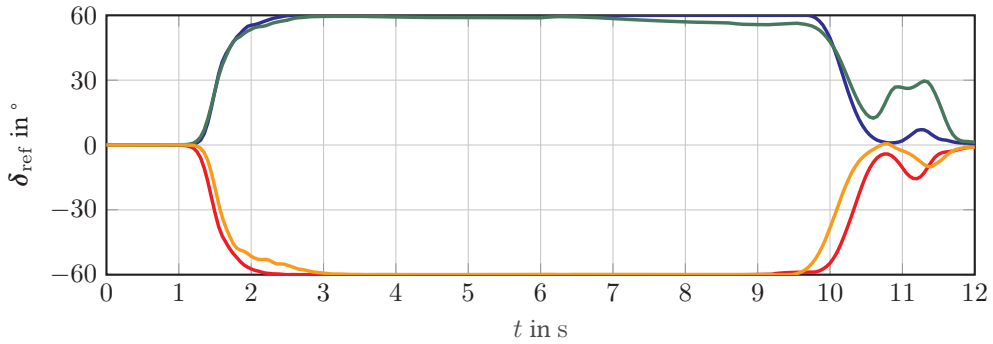


Abbildung 6.17: Referenzlenkwinkel δ_{ref} mit der angepassten Parametrierung.

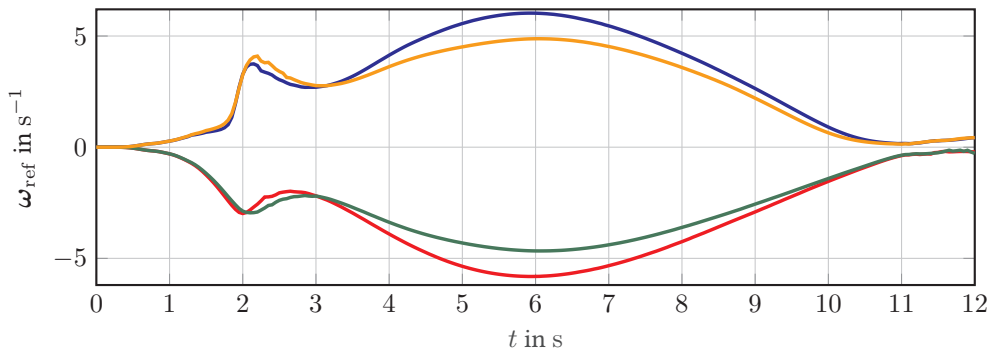


Abbildung 6.18: Referenzraddrehzahlen ω_{ref} mit der Parametrierung der Gesamtsimulation.

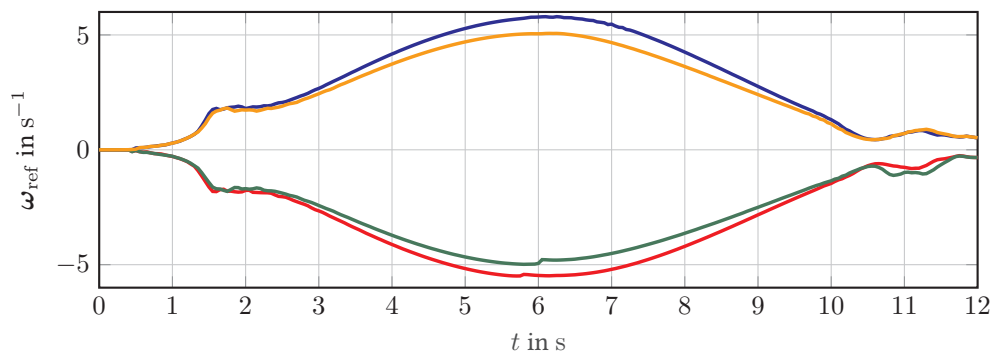


Abbildung 6.19: Referenzraddrehzahlen ω_{ref} mit der angepassten Parametrierung.

6.2 Gesamtsystems simulation

Der Schwerpunkt der Gesamtsystems simulation liegt auf der Auswertung des Verhaltens der Elemente der kaskadierten Fahrzeugführungsregelung. Für das vorgestellte Testmanöver erfolgt die Betrachtung der Trajektorienfolgeregelungen in Abschnitt 6.2.1. Hierbei wird der Trajektorienfolge-Regelungsfehler sowie das Verhalten der Beschleunigungen auf den Fahrzeugschwerpunkt analysiert. Die Verteilung der Stellgrößen und das Verhalten der virtuellen Stellgrößen auf den Fahrzeugschwerpunkt werden in Abschnitt 6.2.2 diskutiert. Die Auswertung der Radmodul-Führungsgrößenbestimmung sowie das Regelungsverhalten der Radmodul-Regelkreise erfolgt in Abschnitt 6.2.3. Hierbei wird der Fokus auf die an den Radmodulen eingestellten Lenkwinkel, Drehzahlen und Drehmomente gelegt. Die Güte der Stördrehmomentbeobachtung sowie der Regelfehler der Lenkwinkel und Drehzahlen werden präsentiert.

6.2.1 Positions- und Geschwindigkeitsfolgeregelung

Zur Beurteilung der Unabhängigkeit von der aktuellen Fahrzeuggeschwindigkeit der durchgängigen Regelungsarchitektur wird der Regelfehler der Positions- und Geschwindigkeitsfolgeregelung betrachtet. Für das Testmanöver werden die Beträge der Regelfehler der Trajektorienfolgeregelungen in \vec{e}_x -Richtung in den Abbildungen 6.20 bis 6.22, in \vec{e}_y -Richtung in den Abbildungen 6.23 bis 6.25 und die Gierbewegung um die \vec{e}_z -Achse in den Abbildungen 6.26 bis 6.28 präsentiert. Eine Regelung der Beschleunigungsgrößen erfolgt nicht, weshalb hier die Referenztrajektorien und die tatsächlich erzeugten Trajektorien gegenübergestellt werden. Bei den Positions- und Geschwindigkeitstrajektorien wird der maximale Regelfehler während des Manövers in orange hervorgehoben. Die maximalen Regelfehler der Gesamtsystems simulation sind in Tabelle 6.8 zusammengefasst.

Tabelle 6.8: Maximale Regelfehler der Positions- und Geschwindigkeitsfolgeregelung während des Testmanövers.

Regelfehler	$\max(e_x)$	$\max(e_x)$	$\max(e_y)$	$\max(e_y)$	$\max(e_\psi)$	$\max(\dot{e}_\psi)$
Wert	0,095 m	0,230 m s ⁻¹	0,071 m	0,138 m s ⁻¹	2,870°	8,200° s ⁻¹

Die Verläufe der Regelfehler und der Beschleunigungen auf den Fahrzeugschwerpunkt zeigen glatte Verläufe während des Manövers unabhängig vom Zustand des Fahrzeugs. Eine Ausnahme dabei ist die Gierwinkelbeschleunigung während des Slalommanövers, siehe Abbildung 6.28, die während eines Richtungswechsels durch die verzögernden Aktordynamiken, Lenkwinkel- sowie Drehzahländerungen und die damit verknüpften Regelfehler, siehe Abschnitt 6.2.3, zu einer Asymmetrie der Kräfte in der Reifenaufstandsfläche führt und dadurch eine Gierbeschleunigung hervorruft. Ein weiterer interessanter Teil ist der Übergang zum Parkmanöver ab $t = 55$ s, bei dem besonders bei der Gierwinkel- und Gierratenregelung eine Spitze, gerade der maximale Regelfehler aus Tabelle 6.8, in den Regelfehlern beobachtet

wird. Der Regelfehler entsteht durch den Arbeitspunktwechsel der Radmodule, da die (theoretisch) optimale Ausrichtung, zum Beginn des Einparkens bei ca. 110° außerhalb des zulässigen Lenkwinkelbereichs liegt. Infolgedessen ändert sich das Vorzeichen der Referenzlenkwinkel und durch die Verzögerung der Lenkungsaktoren entsteht zunächst eine Abweichung des Gierwinkels, der während des Einparkvorganges ausgeregelt wird. Am Ende des Parkmanövers verbleibt die Positionsabweichung $|e_x| < 0,04$ m, $|e_y| < 0,02$ m und $|e_\psi| < 0,5^\circ$.

Dadurch, dass nur wenige Teile des Manövers als annähernd stationär betrachtet werden können, lassen sich die Wirkungen der Integratoren innerhalb der Regelungen nur über die Verringerung der Amplituden bis zum teilweise vollständigen Verschwinden des Regelfehlers interpretieren. Für die sechs Regelgrößen werden dabei höherfrequente Schwingungen der Regelfehler mit niedrigeren Amplituden der Regelfehler gegenüber den maximalen Regelfehlern während des Manövers beobachtet.

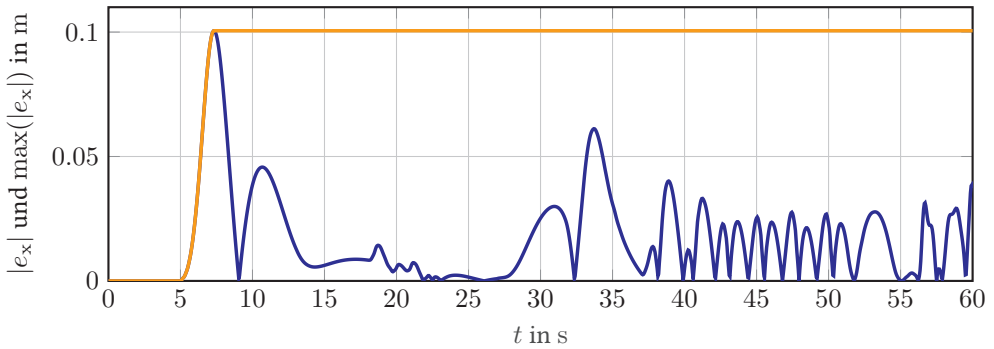


Abbildung 6.20: Betrag des Positionsregelfehlers $|e_x|$ (blau) und maximaler Fehler $\max(|e_x|)$ (orange) während des Testmanövers.

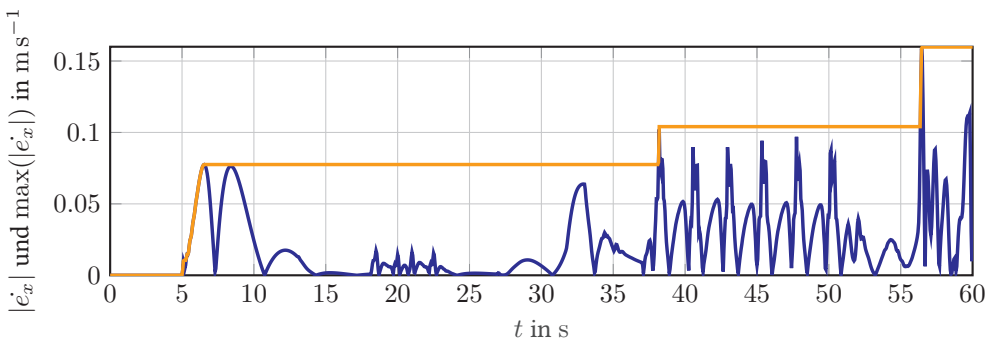


Abbildung 6.21: Betrag des Geschwindigkeitsregelfehlers $|e_x|$ (blau) und maximaler Fehler $\max(|e_x|)$ (orange) während des Testmanövers.

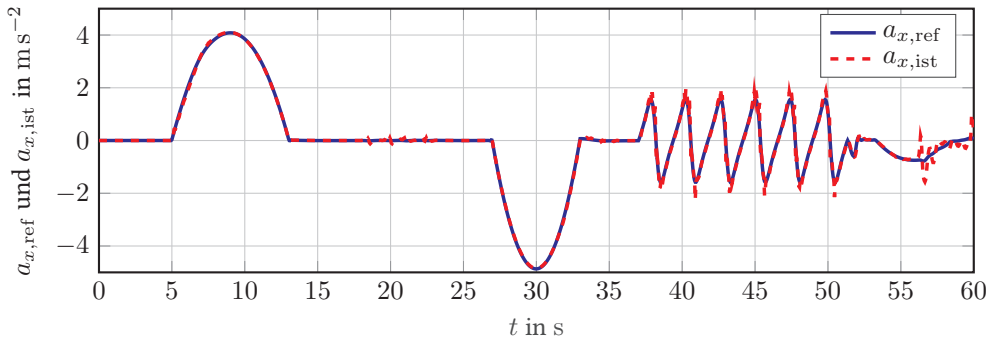


Abbildung 6.22: Referenzbeschleunigung $a_{x,ref}$ (blau) und Ist-Beschleunigung $a_{x,ist}$ (rot) des Testmanövers.

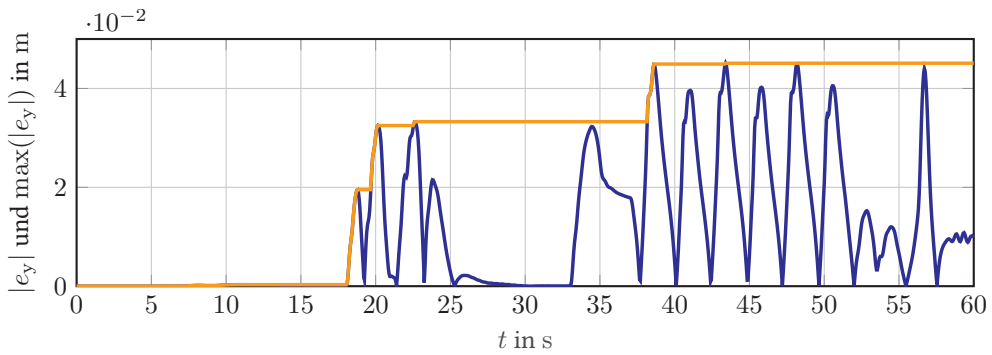


Abbildung 6.23: Betrag des Positionsregelfehlers $|e_y|$ (blau) und maximaler Fehler $\max(|e_y|)$ (orange) während des Testmanövers.

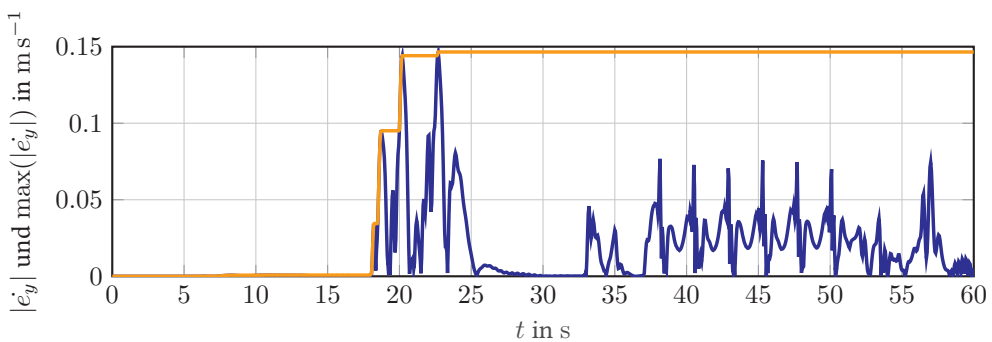


Abbildung 6.24: Betrag des Geschwindigkeitsregelfehlers $|e_{\dot{y}}|$ (blau) und maximaler Fehler $\max(|e_{\dot{y}}|)$ (orange) während des Testmanövers.

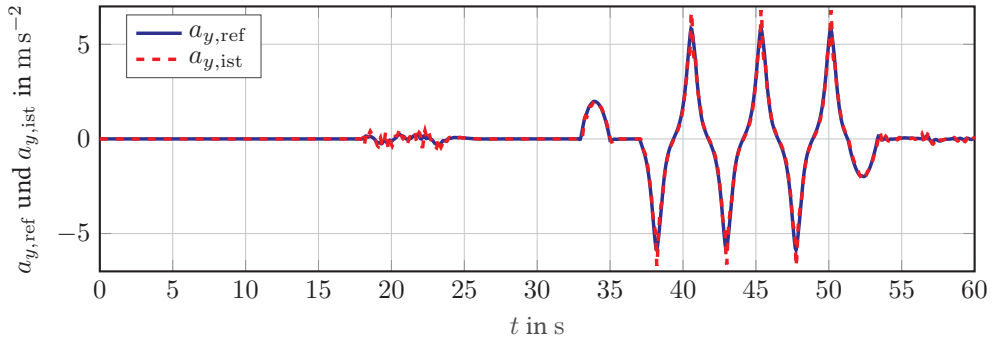


Abbildung 6.25: Referenzbeschleunigung $a_{y,ref}$ (blau) und Ist-Beschleunigung $a_{y,ist}$ (rot) des Testmanövers.

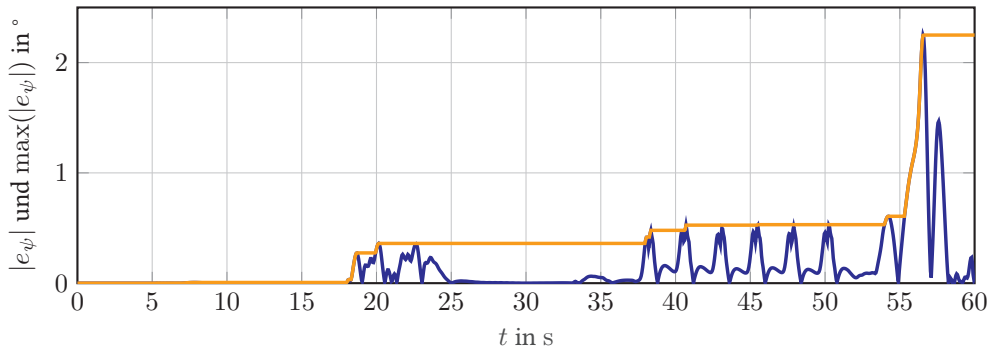


Abbildung 6.26: Betrag des Gierwinkelfehlers $|e_{\psi}|$ (blau) und maximaler Fehler $\max(|e_{\psi}|)$ (orange) während des Testmanövers.

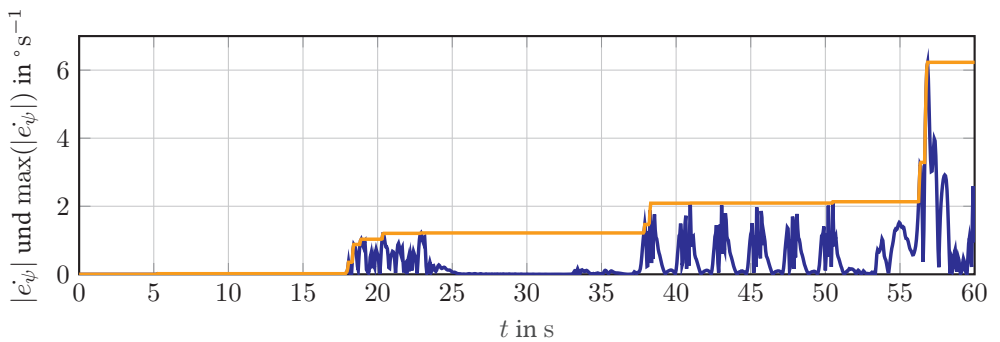


Abbildung 6.27: Betrag des Giergeschwindigkeitfehlers $|\dot{e}_{\psi}|$ (blau) und maximaler Fehler $\max(|\dot{e}_{\psi}|)$ (orange) während des Testmanövers.

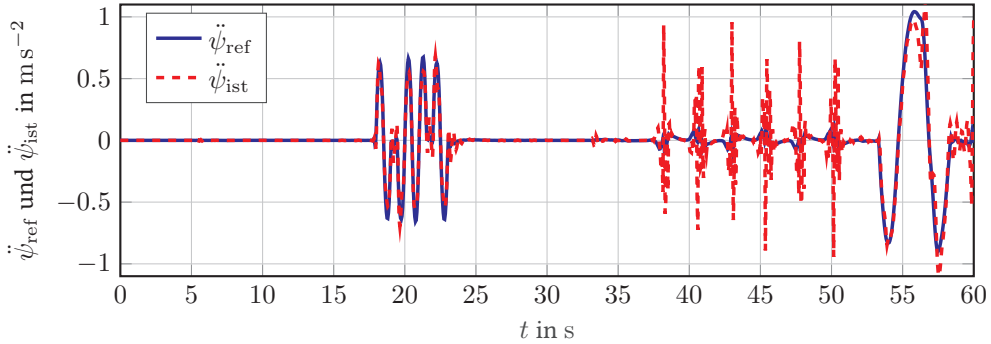


Abbildung 6.28: Referenzgierbeschleunigung $\ddot{\psi}_{\text{ref}}$ (blau) und Ist-Beschleunigung $\ddot{\psi}_{\text{ist}}$ (rot) des Testmanövers.

6.2.2 Stellgrößenverteilung und virtuelle Stellgrößen

Im Fokus der Stellgrößenverteilung liegt neben der fehlerfreien Aufteilung der virtuellen Referenzkräfte des Schwerpunkts $F_{x,\text{ref}}$ bzw. $F_{y,\text{ref}}$ und des Referenzmoments $M_{z,\text{ref}}$ auf die Kräfte in der Reifenaufstandsfläche $F_{xy,\text{ref}}$, die optimale Ausnutzung des Kraftschlusspotentials und die Verringerung der Verlustenergie. Diese sekundären Optimierungszeile werden vergleichend gegenüber den Methoden aus dem Stand der Technik in Abschnitt 6.3.1 diskutiert. Die tatsächlich durch das Fahrzeug erzeugten Größen $\mathbf{u}_{\text{ist}}^{\text{hd}}$ sind zusammen mit den virtuellen Referenzgrößen $\mathbf{u}_{\text{ref}}^{\text{hd}}$ in den Abbildungen 6.29 bis 6.31 abgebildet. Durch die grundlegende Methode der Stellgrößenverteilung entstehen keine Fehler zwischen der Abbildung der virtuellen Referenzgrößen $\mathbf{u}_{\text{ref}}^{\text{hd}}$ auf die den verteilten Referenzkräfte in der Reifenaufstandsfläche $F_{xy,\text{ref}}$.

Die resultierenden virtuellen Stellgrößen $\mathbf{u}_{\text{ref}}^{\text{hd}}$ sowie die am Fahrzeug anliegenden Größen $\mathbf{u}_{\text{ist}}^{\text{hd}}$ zeigen während des Testmanövers einen glatten Verlauf. Ein negativer Effekt durch die verwendeten Integratoren in den Trajektorienfolgeregelungen kann dabei nicht beobachtet werden. Auch die robuste Positionsfolgereglung mit der Anpassung der Geschwindigkeitsreferenztrajektorie führt zu keinem negativen Schwingungsverhalten der virtuellen Stellgrößen $\mathbf{u}_{\text{ref}}^{\text{hd}}$. Dadurch, dass die Störgrößen an den Radmodulen bzw. in der Reifenaufstandsfläche modelliert sind und diese durch die unterlagerten Regelungen kompensiert werden, müssen durch die Trajektorienfolgeregelungen nicht nur Referenzkräfte zur Änderung der Zustände der Horizontaldynamik, sondern auch zum Ausgleich dieser Störgrößen erzeugt werden. Dies ist deutlich an der Differenz zwischen $F_{x,\text{ref}}$ und $F_{x,\text{ist}}$ in Abbildung 6.29 zu sehen. Die in Abschnitt 6.2.1 aufgezeigten Spitzen der Regelfehler der Gierwinkel- und Gierratenregelung spiegeln sich auch in der virtuellen Stellgröße $M_{z,\text{ref}}$ wider, da hier durch eine hohe Stellgröße der Regelfehler ausgeglichen werden muss. Erfolgt ein reiner Querversatz des Fahrzeugs, beispielsweise zwischen $t = 33\text{ s}$ und $t = 37\text{ s}$, müssen die Störgrößen auch über $F_{y,\text{ref}}$ kompensiert werden.

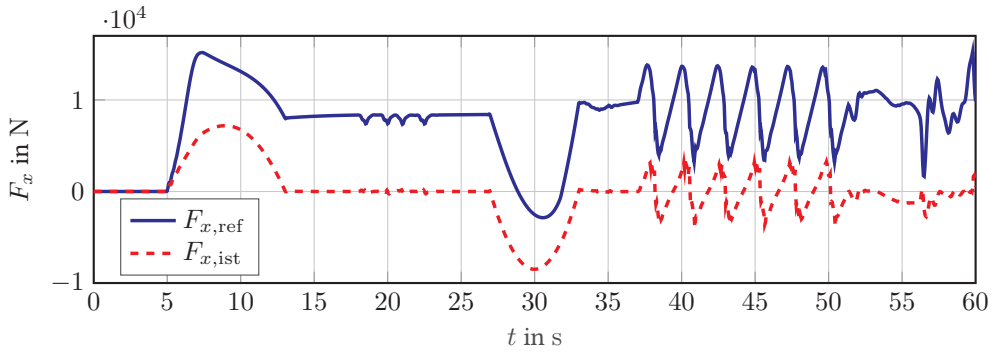


Abbildung 6.29: Stellgröße der Trajektorienfolgeregelungen $F_{x,ref}$ und am Schwerpunkt des Fahrzeugs anliegende Kraft $F_{x,ist}$.

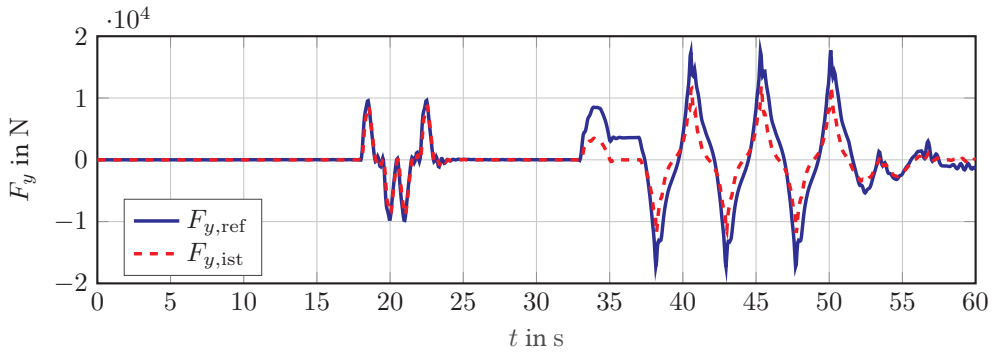


Abbildung 6.30: Stellgröße der Trajektorienfolgeregelungen $F_{y,ref}$ und am Schwerpunkt des Fahrzeugs anliegende Kraft $F_{y,ist}$.

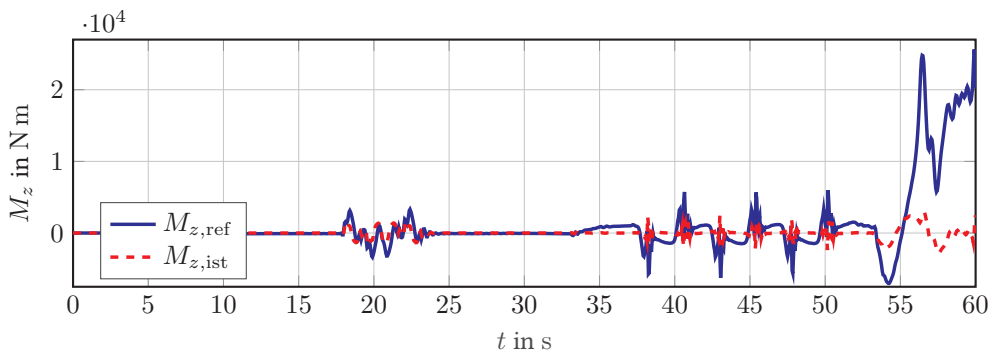


Abbildung 6.31: Stellgliedmoment der Trajektorienfolgeregelungen $M_{z,ref}$ und am Schwerpunkt des Fahrzeugs anliegendes Drehmoment $M_{z,ist}$.

6.2.3 Radmodul-Führungsgrößenbestimmung und -Regelung

Im Anschluss an die Stellgrößenverteilung mit der Schnittstelle $F_{xy,ref}$ erfolgt die individuelle Betrachtung der Radmodule. Zur Ansteuerung der Radmodule werden mit der Radmodul-Führungsgrößenbestimmung die Referenzraddrehzahlen δ_{ref} und -Lenkwinkel ω_{ref} berechnet. Die Referenz-Lenkwinkel sind in Abbildung 6.32 und die Referenz-Raddrehzahlen in Abbildung 6.33 dargestellt. Diese Referenzgrößen werden durch die Lenkwinkel- und Raddrehzahlregelkreise eingeregelt, wobei die Soll Drehmomente $M_{\delta,ref}$ und $M_{\omega,ref}$ der Elektromotoren bestimmt werden. Diese resultierenden Referenzdrehmomente sind in den Abbildungen 6.36 und 6.37 abgebildet. Als Teil der Regelungsstrategie der Lenkwinkelregelung wird das beobachtete Stördrehmoment $\hat{M}_{\delta,d,1}$ durch einen *High-Gain*-Luenberger-Beobachter beispielhaft für das vordere linke Rad in Abbildung 6.34 präsentiert. Die resultierenden Regelfehler e_δ und e_ω werden beispielhaft für das vordere linke Rad in den Abbildungen 6.35 und 6.38 dargestellt. Für die verbleibenden drei Radmodule $i = 2, 3, 4$ werden die beobachteten Stördrehmomente und die Regelfehler in Anhang D.3 aufgeführt.

Die Radmodul-Führungsgrößenbestimmung erzielt während des Manövers glatte Verläufe der Referenzgrößen. Dabei werden während des ISO-Doppelspurwechsels relativ kleine Lenkwinkel, $\delta_{ist,v} \approx \pm 4^\circ$ an der VA und $\delta_{ist,h} \approx \pm 2^\circ$ an der HA erzeugt. Beim Slalommanöver resultieren dagegen relativ große Lenkwinkel $\delta_{ist} \approx \pm 44^\circ$ an den vier Rädern des Fahrzeugs. Während des Slalommanövers sind die Werte der Lenkwinkel für alle Räder gleich, wodurch ein Stör-Giermoment minimiert wird und nur die Ausregelung von Störgrößen leicht abweichende Lenkwinkel an einzelnen Rädern hervorruft. Die maximalen und minimalen Lenkwinkel liegen während des Einparkens bei $\bar{\delta} = 51^\circ$ und $\underline{\delta} = -49^\circ$, womit die Lenkwinkelbeschränkungen nicht erreicht werden. Dieses Verhalten ist gezielt durch die Parametrierung der Regelung ermöglicht worden. Ebenfalls werden die Räder in ihre Ausgangsstellung $\delta_{end} \approx 0$, durch die Endwertgewichtung im Gütemaß, zurückgeführt.

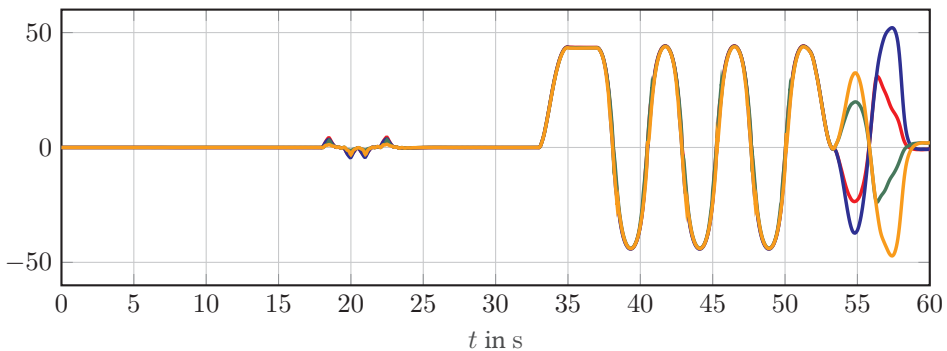


Abbildung 6.32: Ist-Lenkwinkel δ_{ist} der vier Radmodule während des Testmanövers.

Die Raddrehzahlen der Räder ω_{ist} verhalten sich gleichmäßig während des Manövers und oszillieren nur dann mit niedriger Amplitude, wenn eine dynamische Änderung der Fahrzeugzustände eine Änderung der Störgrößen hervorruft oder das Ausregeln eines Regelfeh-

lers durchgeführt wird. Am Ende des Manövers stehen die Räder still. Während des Einparkens erfolgt gegenüber den angesprochenen Methoden aus dem Stand der Technik, siehe Abschnitt 4.3.1, ein Vorzeichenwechsel der Raddrehzahlen an der HA, welcher zusammen mit der Lenkwinkeländerung die erforderlichen Referenzkräfte und translatorischen Geschwindigkeiten der Räder erzeugt. Das Verhalten dieser Regelungsmethode wird detailliert in Abschnitt 6.3.2 diskutiert.

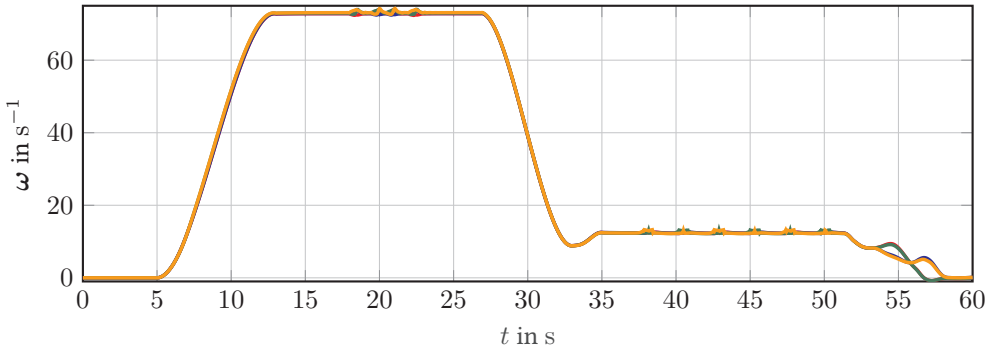


Abbildung 6.33: Ist-Raddrehzahlen ω_{ist} der vier Radmodule während des Testmanövers.

Die Beobachtung der Störgrößendrehmomente mit dem *High-Gain*-Luenberger-Beobachter ist beispielhaft für das vordere linke Rad in Abbildung 6.34 dargestellt. Die Ergebnisse der verbleibenden Räder in Abbildung D.3. Die erzeugten Referenzdrehmomente M_δ und M_ω der Regelungen, siehe Abbildungen 6.36 und 6.37, erzeugen das Regelverhalten der Lenkwinkel und Raddrehzahlen wie in den Abbildungen 6.35 und 6.38 durch die Regelfehler dargestellt.

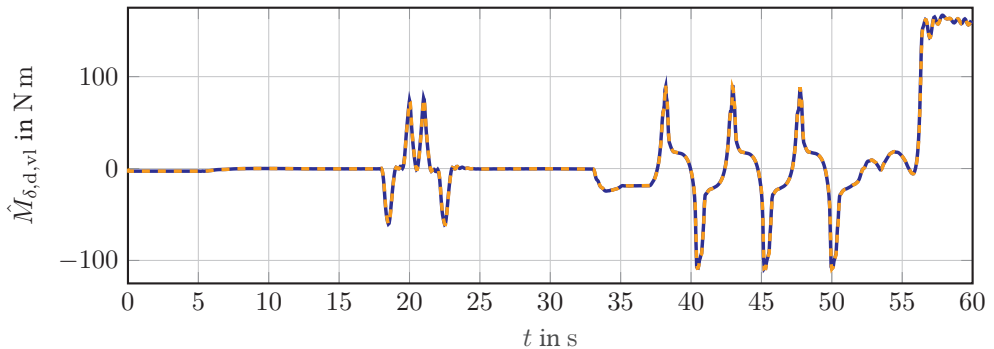


Abbildung 6.34: Beobachtete Störgröße $\hat{M}_{\delta,d,vl}$ durch den *High-Gain*-Luenberger-Beobachter (orange, gestrichelt) und tatsächliche Störgröße $M_{\delta,d,vl}$ (blau), des Radmoduls $i = 1$, vorne links.

Die beobachtete Störgröße $\hat{M}_{\delta,d,vl}$ durch den *High-Gain*-Luenberger-Beobachter folgt der Dynamik der Störgröße, wodurch die Störgrößen um die $\vec{e}_{\delta,z}$ -Achse kompensiert werden. Zusammen mit dem Vorfilter und der Zustandsrückführung entsteht der Regelfehler wie in Abbildung 6.35 präsentiert. Durch die Bestimmung des zeitvarianten Trägheitsmoments

$J_z^{\text{ld}}(t)$, basierend auf dem kinematischen Verhalten der Radaufhängung, gibt das Vorfilter für das Manöver die gewünschte Führungsgröße an, wodurch stationäre Genauigkeit resultiert. Beschreibt die Referenztrajektorie δ_{ref} eine konstante, verschwindet der Regelfehler. Die erzeugten Spitzen der Regelfehler e_δ resultieren im Wesentlichen beim Slalommanöver und dem Einparken, wobei der Abstand zweier aufeinanderfolgender Werte δ_{ref} relativ zu den anderen Manöveranteilen hoch ist. Obwohl die Radmodul-Führungsgrößenbestimmung die Dynamik der Aktoren berücksichtigt, entsteht hier dennoch eine Phasenverschiebung zwischen Referenz- und Ist-Wert.

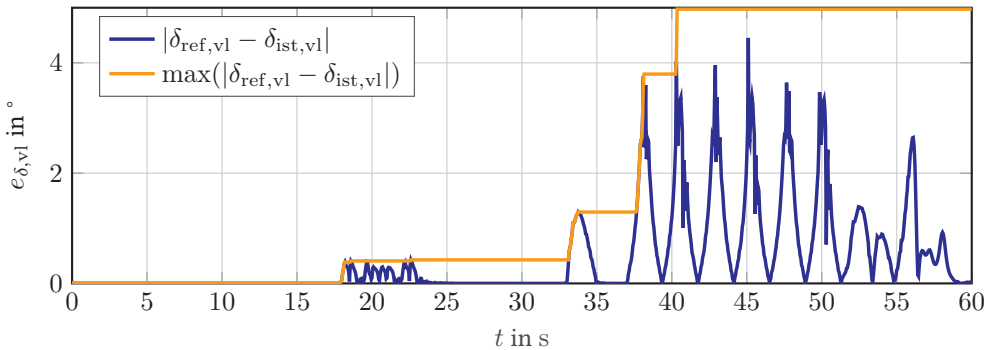


Abbildung 6.35: Betrag des Regelfehlers der Lenkwinkelregelung $|e_{\delta, v1}|$ (blau) und maximaler Regelfehler $|\max(e_{\delta, v1})|$ (orange), des Radmoduls $i = 1$, vorne links, während des Testmanövers.

Die erzeugten Referenzdrehmomente der Regelung verhalten sich zu diesen Beobachtungen analog. Beim ISO-Doppelspurwechsel und dem Slalommanöver werden hohe Stellgrößen erzeugt, um den Störgrößen entgegenzuwirken, und um den Regelfehler auszugleichen. Ebenfalls können Haltemomente, zur Kompensation der Stördrehmomente, während den kurzen Phasen mit Geradeauslauf, entgegen des Bohrmoments während des Einparkens sowie der Beschleunigung und dem Verzögern beobachtet werden, die auch zur Verlustenergie der Radmodule beitragen.

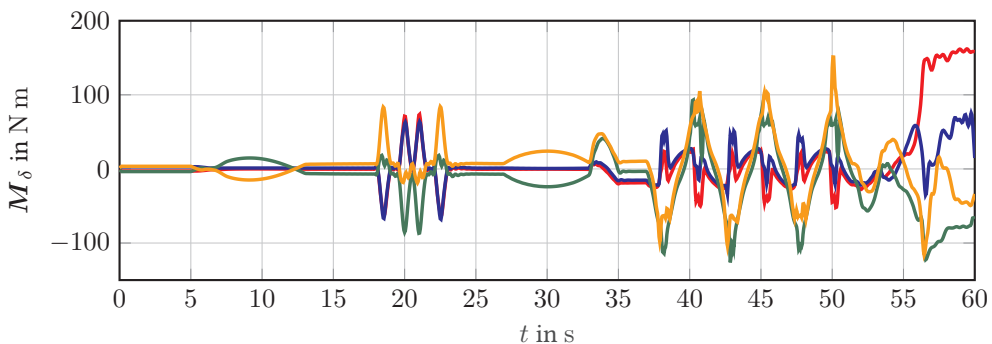


Abbildung 6.36: Stellgrößen der Radmodul-Lenkungswinkelregelungen M_δ der vier Radmodule.

Obwohl am Rad auch Störgrößen um die $\vec{e}_{r,y}$ -Achse anliegen, erzielt der PI-Raddrehzahlregler ein ausreichend gutes Verhalten, siehe Abbildung 6.38, da die Referenzgrößen eingeregelt werden und bei konstanten Referenzen der Regelfehler verschwindet. Das konstant anliegende Drehmoment, siehe Abbildung 6.37, wird zur Kompensation der Verlustleistungen benötigt und erhöht dadurch die Verlustenergie. Dabei sind spitzen in den Regelfehlern, siehe Abbildung 6.38, bei den Beschleunigungs- und Verzögerungsvorgängen zu beobachten.

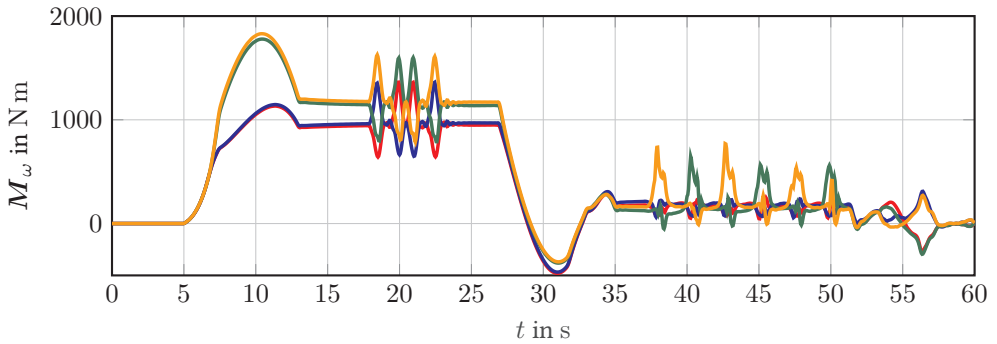


Abbildung 6.37: Stellgrößen der Radmodul-Raddrehzahlregelung M_ω der vier Radmodule.

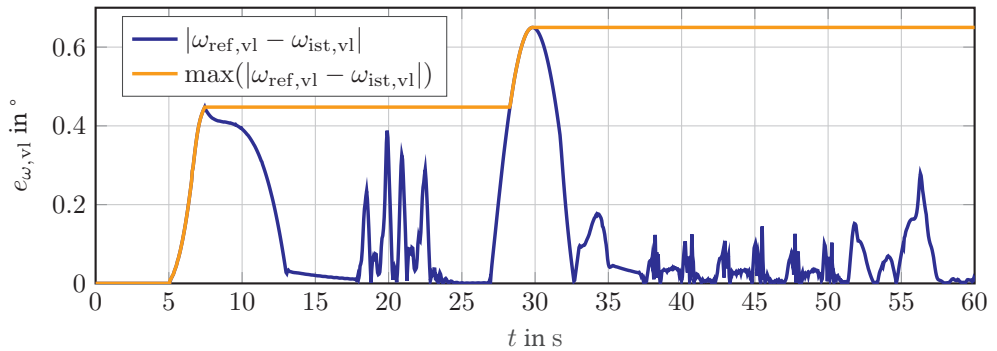


Abbildung 6.38: Betrag des Regelfehlers der Raddrehzahlregelung $|e_{\omega,v1}|$ (blau) und maximaler Regelfehler $|\max(e_{\omega,v1})|$ (orange), des Radmoduls $i = 1$, vorne links, während des Testmanövers.

6.3 Regelungskonzepte

In diesem Abschnitt wird eine detaillierte Betrachtung der Regelungskonzepte Stellgrößenverteilung, präsentiert in Abschnitt 6.3.1, und Radmodul-Führungsgrößenbestimmung, diskutiert in Abschnitt 6.3.2, durchgeführt.

6.3.1 Sekundäre Optimierungsziele

Zwischen der Stellgrößenverteilung, in der Energieverluste minimiert und das Kraftschlusspotential maximiert werden, und der Ansteuerung der Elektromotoren nimmt die Radmodul-Führungsgrößenbestimmung eine zentrale Rolle bei der Fahrzeugführung ein. Eine Verringerung der Verlustenergie ist nur dann konsistent in der Regelungskaskade, wenn die Informationen der verteilten Referenzkräfte auch bei der Bestimmung der Radmodul-Führungsgrößen und der unterlagerten Regelkreise erhalten bleibt.

Nachfolgend werden dazu Methoden aus dem Stand der Technik mit den in dieser Arbeit präsentierten verglichen. Positions- und Geschwindigkeitstrajektorienfolgeregelung sowie die unterlagerten Regelkreise sind für die betrachteten Szenarien gleich und entsprechen den Methoden mit ihrer Parametrierung wie sie in dieser Arbeit vorgestellt werden. Als Vergleichsmethode (RLD) zur Bestimmung der Radmodul-Führungsgrößen werden die in Abschnitt 4.3.1 diskutierten Gleichungen verwendet. Zur Stellgrößenverteilung wird eine Methode zur optimalen Kraftschlussausnutzung (MOS) aus [Mos16] und die Moore-Penrose-Inverse (MPI), siehe Gleichung 4.12 mit $\vec{\nu}_{\text{ref}} = \mathbf{0}$ [ODB06], angewendet. Die Methoden haben gemeinsam, dass die Bestimmung der Stellgrößen $\mathbf{F}_{xy,\text{ref}}$ fehlerfrei durchgeführt wird. Unterschiede dieser Methoden sind die zur Verfügung gestellten Informationen. Zur optimalen Kraftschlussausnutzung werden die geschätzten maximalen Reifenaufstandskräfte \mathbf{F}_{max} , siehe Gleichung 3.105, benötigt. Die Moore-Penrose-Inverse optimiert keine sekundären Anforderungen. Die in dieser Arbeit präsentierte Methode berücksichtigt Rollwiderstände, das Schlupfverhalten sowie die Verlustkennfelder der Elektromotoren. Zur Referenzgrößenbestimmung aus dem Stand der Technik wird keine Beschränkung der Lenkwinkel implementiert, da diese nicht dafür ausgelegt ist und die Ergebnisse dadurch nicht aussagekräftig sind. Eine detaillierte Analyse des Einparkens wird in Abschnitt 6.3.2 präsentiert.

Neben dem Energiebedarf für das Testmanöver J_E werden das Fahrkomfort-Gütemaß J_a , der maximale Kraftschluss¹ $\max(\boldsymbol{\eta})$ und die maximalen Positions-Regelfehler $\max(|e_x|)$ und $\max(|e_y|)$ für das Testmanöver ausgewertet. Die Ergebnisse des Vergleichs sind in Tabelle 6.9 aufgelistet.

In den Ergebnissen aus Tabelle 6.9 zeigt sich eine signifikante Verbesserung des Energieverbrauchs durch die vorgestellte Stellgrößenverteilung zusammen mit der Radmodul-Führungsgrößenbestimmung. Hierbei ist der Einfluss der Radmodul-Führungsgrößenbestimmung

¹ Ohne die Betrachtung des Kraftschlusses während des Einparkens, da hier für alle Simulationen $\max(\boldsymbol{\eta}) \approx 1$ ist.

hervorzuheben, da diese auch mit den Methoden aus dem Stand der Technik eine Verbesserung erzielt. Ein Grund dafür ist die Informationserhaltung der Stellgrößenverteilung. Eine geringfügig schlechtere maximale Kraftschlussausnutzung, ca. $\Delta\eta \approx 17\%$ gegenüber den Methoden MOS + RF und MOS + RLD wird festgehalten². Die Regelfehler sind mit der Radmodul-Führungsgrößenbestimmung dieser Arbeit nicht signifikant höher als mit der Methode aus dem Stand der Technik, wobei diese für das Einparken einen Lenkwinkelbereich $\delta_{\text{ref}} \in [-180^\circ, 180^\circ]$ zur Verfügung hat. Ein wesentlicher Unterschied ist auch, dass die Methode der Referenzgrößenbestimmung aus dem Stand der Technik kontinuierlich Referenzgrößen berechnet und damit keine Haltezeit, gegenüber der Abtastzeit Δt des MPC in dieser Arbeit, für die unterlagerten Regelkreise vorhanden ist. Das Komfortgütemaß J_a ist für die ersten vier Methodenkombinationen aus Tabelle 6.9 nahezu gleich und verschlechtert sich mit der Verwendung der MPI.

Tabelle 6.9: Vergleich der Regelungskaskaden Stellgrößenverteilung (CA) und Radmodul-Führungsgrößenbestimmung (RF) mit Methoden aus dem Stand der Technik. Aus [Mos16] (MOS), mit der Moore-Penrose-Inversen (MPI) und der Referenz-Lenkwinkel und -Drehzahlbestimmung (RLD).

Stellgrößen- verteilung	Führungsgr.- bestimmung	J_E in W s	J_a in m s^{-2}	$\max(\eta)$	$\max(e_x)$ in m	$\max(e_y)$ in m
CA	RF	184 821,51	0,475	0,805	0,100	0,045
CA	RLD	696 178,77	0,472	0,918	0,071	0,032
MOS	RF	195 154,92	0,472	0,746	0,101	0,042
MOS	RLD	737 125,97	0,471	0,670	0,071	0,026
MPI	RF	241 821,31	0,488	0,992	0,095	0,054
MPI	RLD	759 238,77	0,499	0,993	0,067	0,053

6.3.2 Radmodul-Führungsgrößenbestimmung beim Einparken

Die Radmodul-Führungsgrößenbestimmung hat die Aufgabe die Referenzlenkwinkel- und raddrehzahlen optimal für den gesamten Betriebsbereich des Fahrzeugs zu bestimmen, dabei die Lenkwinkelbeschränkungen einzuhalten sowie die Kraftverteilung der Stellgrößenverteilung auf die unterlagerten Regelkreise weiterzuführen. Wie in Tabelle 6.9 gezeigt, erfüllt die Methode genau diese Aufgabe. Aus der Tabelle wird ebenfalls ersichtlich, dass der Energieverbrauch der Vergleichsmethoden aus dem Stand der Technik (MOS und MPI) durch die Radmodul-Führungsgrößenbestimmung reduziert wird. In diesem Abschnitt wird eine detaillierte Betrachtung des Konzeptes präsentiert. Zur Analyse wird der Fokus auf das Einparken gelegt, da autonomes Parken und eine Verkürzung der Parkdauer entscheidende Vorteile

² Wie in [SMH20] gezeigt, ist die Kraftschlussausnutzung während des ISO-Doppelspurwechsels nahezu gleich zu der Methode aus [Mos16].

des Fahrzeugkonzeptes darstellen und dabei unmittelbar die angesprochenen Herausforderungen, beispielsweise durch die Steigerung der Wendigkeit, des urbanen Straßenverkehrs adressiert.

Die Radmodul-Führungsgrößenbestimmung zeichnet sich durch die Berücksichtigung der unterlagerten Aktor-Dynamiken, siehe Abschnitt 4.3, der expliziten Berücksichtigung der Beschränkungen (δ_{\min} , δ_{\max}) sowie der zeitvarianten Gewichtungsmatrizen, siehe Tabelle B.3, aus. Die berücksichtigte Aktor-Dynamik bleibt in den nachfolgenden Versuchen unverändert. Für die Referenzgrößenbeschränkung und die Gewichtungen der Methode wird das Einparkmanöver, das auch Teil des Testmanövers ist, mit verschiedenen zulässigen Lenkwinkel-Intervallen getestet und mit Methoden aus dem Stand der Technik, siehe Abschnitt 4.3.1, gegenübergestellt.

Der Verlauf der Referenz-Lenkwinkel und -Raddrehzahlen als Ausgangsgrößen der Methoden werden qualitativ verglichen. Zur Beurteilung des Verhaltens werden weiterhin die maximalen Regelfehler der Position des Fahrzeug sowie die Regelfehler und der Lenkwinkel am Ende des Manövers als Kriterium zur Beurteilung gewählt. Die Ergebnisse sind in Tabelle 6.10 aufgeführt. Mit der Parametrierung der Gesamtsystems simulation werden die Lenkwinkelverläufe zu den Beschränkungen aus Tabelle 6.10 in Abbildung 6.39 und 6.40 gezeigt.

Aus Tabelle 6.10 kann man ablesen, dass die Regelfehler größer und das Verhalten am Ende des Manövers mit sinkendem maximalen Lenkwinkel δ_{\max} schlechter werden. Hinsichtlich des Gesamtfahrzeug-Regelverhaltens erzielt die Methode aus dem Stand der Technik die niedrigsten Regelfehler, wobei keine Rückführung des Rades in die Ausgangsstellung durchgeführt wird.

Tabelle 6.10: Analyse der Radmodul-Führungsgrößenbestimmung für verschiedene Lenkwinkelbeschränkungen $\delta_{\min} = -\delta_{\max}$ und Vergleich mit einer Methode aus dem Stand der Technik (SdT).

Versuch mit δ_{\max}	$\max(e_x)$ in m	$e_{x,\text{end}}$ in m	$\max(e_y)$ in m	$e_{y,\text{end}}$ in m	$\max(e_\psi)$ in °	$e_{\psi,\text{end}}$ in °	$\max(\delta_{\text{end}})$ in °
60°	0,06	$3,9 \cdot 10^{-4}$	0,06	$8,7 \cdot 10^{-4}$	2,41	0,36	0,55
50°	0,08	0,03	0,06	0,01	2,41	0,32	0,94
40°	0,17	0,02	0,14	0,02	3,48	1,21	1,48
30°	0,30	0,03	0,24	0,02	7,13	3,20	16,30
SdT	0,05	0,01	0,02	$5,0 \cdot 10^{-4}$	0,63	0,04	165,58

Mit Hilfe der Abbildungen 6.39 und 6.40 werden die Versuche aus Tabelle 6.10 qualitativ untersucht. Zunächst wird ein Sprung des Lenkwinkels der Methode aus dem Stand der Technik beobachtet, der durch den beschränkten Wertebereich der $\text{atan2}(\cdot)$ -Funktion resultiert. Dieses Verhalten ist maßgeblich abhängig von der Geschwindigkeitsreferenztrajektorie, da

diese in der Berechnung der Lenkwinkel verwendet wird. Sollen mit dieser Methode Lenkwinkel unter einem bestimmten Wert δ_{\max} bleiben, ist dies durch den Trajektorienplaner in der Planung zu berücksichtigen. Weiterhin kann diese Methode nur positive Raddrehzahlen erzeugen, weshalb der Referenz-Lenkwinkel innerhalb des $\text{atan2}(\cdot)$ -Wertebereichs springt und dabei auch die Dynamik der Aktoren nicht beachtet wird.

Die präsentierte Methode in dieser Arbeit kompensiert die beschränkten Lenkwinkel durch das Ansteuern negativer Raddrehzahlen, was besonders bei den Beschränkungen 30° und 40° in Abbildung 6.40 beobachtet werden kann. Damit die Räder den Referenz-Geschwindigkeiten $v_{xy,\text{ref}}$ und den Kraftreferenzen $F_{xy,\text{ref}}$ folgen können, wechselt der Algorithmus abhängig von den Beschränkungen und Gewichtungen innerhalb der MPCs das Vorzeichen der Lenkwinkel und Drehzahlen, wobei das GüteMaße der Algorithmen minimal wird. Während der Fahrt mit konstanter Geschwindigkeit v_x wird beobachtet, dass die Referenzlenkwinkel bis $t \approx 4$ s und die Referenzdrehzahlen bis $t \approx 2$ s beider Methoden identisch sind.

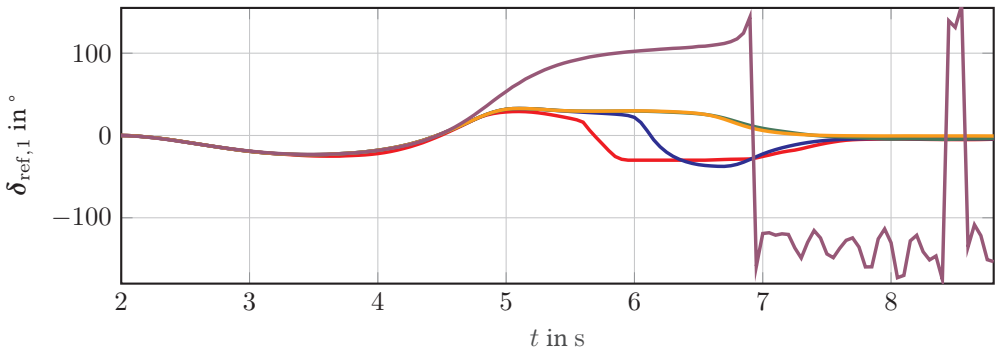


Abbildung 6.39: Referenzlenkwinkel $\delta_{\text{ref},1}$ für verschiedene Beschränkungen des Lenkwinkels (δ_{\min} , δ_{\max}) nach Tabelle 6.10 sowie Vergleich mit einer Methode aus dem Stand der Technik. SdT (lila), 30° (rot), 40° (blau), 50° (grün), 60° (orange).

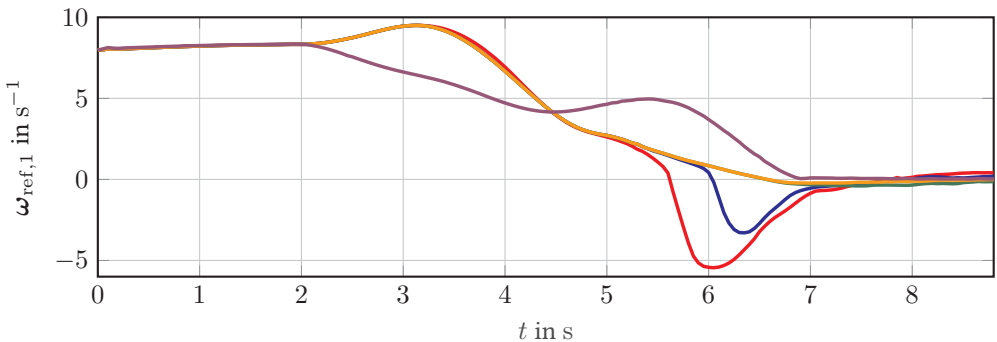


Abbildung 6.40: Referenzraddrehzahlen $\delta_{\text{ref},1}$ für verschiedene Beschränkungen des Lenkwinkels (δ_{\min} , δ_{\max}) nach Tabelle 6.10 sowie Vergleich mit einer Methode aus dem Stand der Technik. SdT (lila), 30° (rot), 40° (blau), 50° (grün), 60° (orange).

Zur Darstellung des parameterabhängigen Verhaltens der Radmodul-Führungsgrößenbestimmung wird eine Variation der Gewichtungen r_{\max} mit $\lambda_r = 0$ beispielhaft für das Rad vorne links $i = 1$, mit vier Verläufen des Referenz-Lenkwinkels $\delta_{1,\text{ref}}$ in Abbildung 6.41 und die dazu passenden Verläufe der Raddrehzahl $\omega_{1,\text{ref}}$ in Abbildung 6.42, gezeigt. Mit dieser Gewichtung wird das Folgen der Referenzkräfte $F_{xy,3,\text{ref}}$ über die Berücksichtigung des Referenzdrehmoments im Gütemaß mit dem Anteil \tilde{J}_2 gegenüber der Geschwindigkeitsfolge durch \tilde{J}_1 gewichtet.

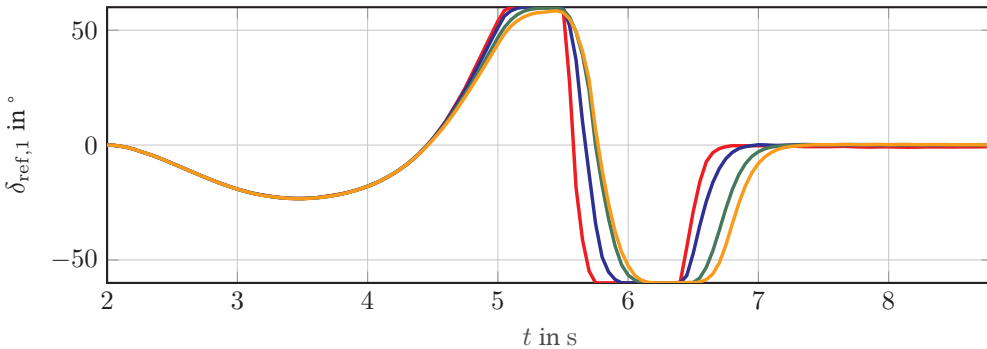


Abbildung 6.41: Referenzlenkwinkel $\delta_{\text{ref},1}$ für verschiedene Gewichtungen der Radmodul-Führungsgrößenbestimmung. $r_{\max} = 1 \cdot 10^6$ (rot), $r_{\max} = 1 \cdot 10^5$ (blau), $r_{\max} = 5 \cdot 10^5$ (grün), $r_{\max} = 1 \cdot 10^4$ (orange).

Aus den Abbildungen wird geschlussfolgert, dass der Wechsel des Arbeitspunktes desto später durchgeführt wird, je niedriger r_{\max} gewählt ist. Dabei wird eine niedrigere Referenzdrehzahl beobachtet sowie eine verkürzte Dauer, in der die Referenzlenkwinkel auf den Lenkwinkelbeschränkungen liegen. Zusammen mit diesen Beschränkungen des Referenzlenkwinkels erfolgt dadurch eine Abstimmung über das Verhalten der Führungsgrößenbestimmung abhängig des durchzuführenden Manövers des Fahrzeugs. Konvergiert r_{\max} gegen Null nähern sich die Referenzgrößen dem Verhalten der Methode aus dem Stand der Technik an.

Das Verhalten der verbleibenden Referenz-Lenkwinkel $i = 2, 3, 4$ der Parametrierung in der Gesamtsimulation ist in Anhang D.4 aufgeführt. Dabei zeigt sich, dass durch die gewählte Parametrierung die Beschränkungen der Lenkwinkel eingehalten werden, ohne dass diese gegen die Beschränkungen konvergieren. Allerdings wird der zur Verfügung stehende Lenkwinkelbereich einzelner Räder durch die einheitliche Parametrierung der MPCs nicht ausgenutzt. Eine gezielte Parametrierung der einzelnen Module der Radmodul-Führungsgrößenbestimmung kann deshalb eine Verbesserung des Gesamtsystemverhaltens erzielen. Der vorgestellte Algorithmus ist abhängig von der Geschwindigkeitsfolgeregelung und der daraus erzeugten Geschwindigkeitreferenztrajektorie $v_{xy,\text{ref}}$ der Räder, wodurch eine optimale und individuelle Parametrierung auf einer Schar geeigneter Referenz-Trajektorien für das Manöver Einparken basieren sollte, die später auch auf einem realen Fahrzeug durchgeführt werden.

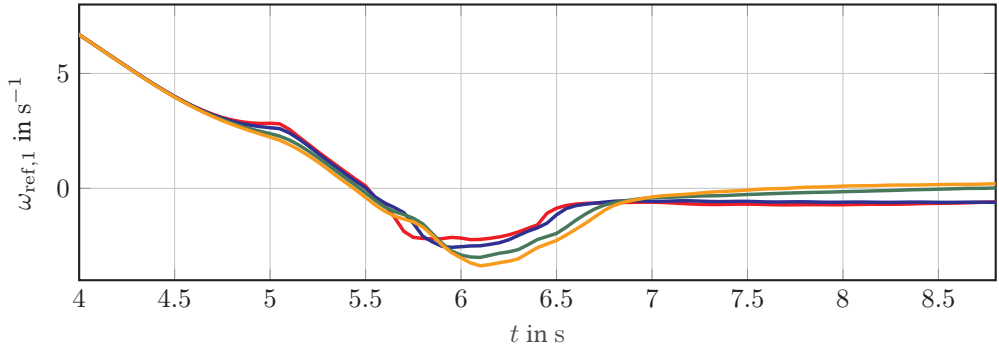


Abbildung 6.42: Referenzdrehzahlen $\omega_{\text{ref},1}$ für verschiedene Gewichtungen der Radmodul-Führungsgrößenbestimmung. $r_{\text{max}} = 1 \cdot 10^6$ (rot), $r_{\text{max}} = 1 \cdot 10^5$ (blau), $r_{\text{max}} = 5 \cdot 10^5$ (grün), $r_{\text{max}} = 1 \cdot 10^4$ (orange).

6.4 Fazit

Das präsentierte Auslegungsverfahren in den drei Stufen Vor-, Grund- und Nachauslegung ermöglicht es neben der Topologie der Radaufhängung auch entscheidende Parameter des Fahrzeugkonzepts optimal auszulegen. Während in der Vorauslegung Parametrierungen an strukturelle und parametrische Änderungen der Radmodule angepasst werden, z. B. die Auslegung der Feder- und Dämpferkonstanten durch höhere Radmassen an allen vier Rädern, ermöglicht die Betrachtung der Höhe des Nick- und Wankzentrums eine gezielte Optimierung des Fahrkomforts. Dabei zeigen die Ergebnisse, dass diese beiden Parameter den maßgeblichen Einfluss auf den Fahrkomfort abbilden und weder die Fahrzeugführungsregelung noch der Entwurf der Radaufhängung, bezogen auf das Gütemaß nach der BS 6841, einen signifikanten Einfluss auf den Fahrkomfort haben.

Mit den ausgewählten Manövern Geradeausfahrt und ISO-Doppelspurwechsel, die in der Grundauflegung verwendet werden, gelingt es, die kinematischen Werte in Konstruktionslage sowie die virtuellen Lenker und Drehpole des Fahrwerks so zu bestimmen, dass das Gesamtfahrzeugverhalten über die Auslegung des Fahrwerks verbessert wird. Dabei wird gezeigt, dass durch die Modellierung der Störgrößen an den Radmodulen zusammen mit dem White-Box-Modell des Fahrwerks die Wechselwirkungen so abgebildet wurden, dass die Partikelschwarmoptimierung systematisch ein globales Optimum, bezogen auf den jeweiligen Auslegungsschritt, findet. Auch hierbei wird die Fahrzeugführung und das detaillierte Modell, zusammen mit der Bestimmung des vertikaldynamischen Verhaltens über Wank- und Nickpole, in allen Black-Box-Optimierungen berücksichtigt. Ein zentrales Ergebnis ist, dass der Energieverbrauch des Fahrzeugkonzepts durch die Festlegung des kinematischen Verhaltens der Radaufhängung minimiert werden kann.

Mit der Analyse basierend auf dem Testmanöver wird gezeigt, dass die Verwendung einzelner Manöver im Auslegungsverfahren geeignet ist, um das Fahrwerk so auszulegen, dass es auch

in umfangreichen Szenarien ein optimales Ergebnis für die sekundären Ziele bestimmt wird. Dabei ist ein weiteres Ergebnis, dass die Regelungsgüte nicht signifikant durch den Entwurf des Fahrwerks beeinflusst wird. Maximale Regelfehler variieren dabei nur gering in allen gezeigten Szenarien.

Dieses Verhalten wird auch in der Nachauslegung bestätigt. Ein erster Robustheitstest durch das Manöver Seitenwindempfindlichkeit zeigt ein unmittelbares Ausregeln der Störgrößen durch die Fahrzeugführungsregelung und dabei die Verwendung der Freiheitsgrade des Fahrzeugkonzepts, denn alle Lenkwinkel werden aktuiert. Dadurch, dass die Vorgabe der Referenzgrößen der einzelnen Radmodule optimal durch die Stellgrößenverteilung und die Radmodul-Führungsgrößenbestimmung erfolgt, sind diese Lenkwinkel ebenfalls optimal für den Betriebszustand während des Manövers. Manöver die hohe Lenkwinkelbereiche erzwingen, wie beispielsweise das gezeigte Drehen auf der Stelle, werden nicht negativ durch die Fahrwerksauslegung beeinflusst und mit der Fahrzeugführungsregelung erfolgreich durchgeführt. Dabei zeigt sich, dass eine Nachparametrierung der Radmodul-Führungsgrößenbestimmung das Regelungsverhalten weiter verbessern kann.

Die gezeigte Gesamtsystemsimulation mit dem Testmanöver zeigt, dass die Fahrzeugführungsregelung mit dem entworfenen Fahrwerk unabhängig vom Betriebszustand, d. h. Stillstand, Fahren mit niedrigen Geschwindigkeiten, Beschleunigen, Bremsen, dynamische Manöver mit hohen Lenkwinkel wie dem gezeigten Slalom, klassische Manöver wie der ISO-Doppelspurwechsel sowie Parkieren, die Freiheitsgrade des Fahrzeugkonzepts nutzt, um das Fahrzeug optimal hinsichtlich der sekundären Ziele, Energieverbrauch und Fahrsicherheit als Minimierung des maximalen Kraftschlusses, durchgängig anzusteuern. Dabei werden die Störgrößen an den Radmodulen über die Luenberger-Beobachter so kompensiert, dass die theoretischen Betrachtungen des kaskadierten Entwurfs der Fahrzeugführung als zutreffend angenommen werden. Dies wird auch durch die relativ niedrigen Regelfehler während des Manövers gezeigt. Während des Parkens werden dabei auch Regelfehler so ausgeregelt, dass am Manöverende (Stillstand) Regelfehler nahe Null resultieren, obwohl durch die Beschränkung der Lenkwinkel von $\pm 60^\circ$ zum Beginn des Parkmanövers ein Wechsel des Arbeitspunkts durch die Radmodul-Führungsgrößenbestimmung erzwungen wird, und dadurch zunächst ein relativ hoher Regelfehler der Gierbewegung entsteht.

Durch die losgelöste Betrachtung der sekundären Ziele durch eine Variation der Stellgrößenverteilung und der Radmodul-Führungsgrößenbestimmung zusammen und gegenüber Methoden aus dem Stand der Technik wird gezeigt, dass die präsentierte durchgängige Fahrzeugführungsregelung nicht nur die Anforderungen erfüllt, sondern auch den Energieverbrauch, bei nur geringfügig höherer Kraftschlussausnutzung, reduziert. Weiterhin wird gezeigt, dass die Kraftschlussausnutzung gegenüber Methoden aus dem Stand der Technik, ohne Optimierung sekundärer Ziele, signifikant niedriger ist. Daraus kann abgeleitet werden, dass eine Parametrierung der Stellgrößenverteilung auch eine Priorisierung der Kraftschlussausnutzung gegenüber dem Energieverbrauch erzielen kann. Weiterhin kann ein weiteres Einstellen der Parameter die gemeinsame Optimierung beider Ziele so verbessern, dass ein gewünschtes Gesamtfahrzeugverhalten resultiert.

Abschließend wird durch die Betrachtung des Manövers Einparken gezeigt, dass über die Parametrierung das Fahrzeugverhalten so eingestellt werden kann, dass die Wendigkeit des Fahrzeugs gesteigert und auch unter beschränkten Lenkwinkeln die Überaktiertheit des Fahrzeugkonzepts optimal ausgenutzt wird. Das, beispielhaft mit einem Parameter der Radmodul-Führungsgrößenbestimmung erläuterte, Fahrzeugverhalten zeigt, dass durch eine gemeinsame Abstimmung des Bauraums zusammen mit der Zustandsgrößenbeschränkung in der Regelungsmethode die dezentralisierten Lenkwinkel des Fahrzeugkonzepts optimal abgestimmt werden können. Parkmanöver können durch das fehlende Rangieren schneller durchgeführt werden, was durch die Verwendete Referenztrajektorie gezeigt wird.

Das Auslegungsverfahren sowie die dabei verwendete Fahrzeugführungsregelung stellt den Konzeptentwurf zur initialen Gestaltung der Fahrwerkskinematik, welche den Energieverbrauch und Fahrkomfort des Fahrzeugs verbessert, in den Entwicklungsfokus. Wie in Kapitel 3 angegeben, werden dazu einige Vereinfachungen und Annahmen getroffen, die nachfolgend reflektiert werden. Zunächst ist festzuhalten, dass solche Systemteile modelliert sowie Algorithmen zur Regelung entworfen werden, die gerade die Freiheitsgrade der Ansteuerung sowie die physikalischen Schnittstellen zu den Radmodulen so abbildet, dass die angestrebten sekundären Optimierungsziele durch die Auslegung des Fahrwerksverhalten und die Regelung optimiert werden. In daran anschließenden Entwicklungsschritten sind diese Konzepte und Ergebnisse mit weiterführenden Simulationen oder Versuchsträgern zu verifizieren. Dabei sollten insbesondere die Vereinfachungen realer Gegebenheiten, z. B. ideale Haftreibungskoeffizienten und exakt bekannte Messwerte, untersucht werden. Dazu kann die Nachauslegung des Verfahrens erweitert werden, um das System hinsichtlich seiner Robustheit, bspw. bezogen auf Modell- und Parameterunsicherheiten und Messfehler, zu analysieren. Möglichkeiten sind die Erweiterung des detaillierten Fahrzeugmodells und die Erprobung der Fahrzeugführungsregelung mit einem geeigneten Versuchsträger. Manöver wie bspw. der μ -Split-Versuch erzielen dabei Aussagen über das Verhalten der Fahrzeugführungsregelung. Damit die Ergebnisse des Fahrwerkentwurfs erprobt werden können, ist zunächst ein Verfahren anzuwenden, dass die Vorgabe des kinematischen Verhaltens zu Anforderungen zur realen Konstruktion eines Fahrwerks überträgt. Ebenfalls sind aus den benötigten Stellgrößen an den Radmodulen sowie der erzielten Kinematik grundlegende Anforderungen an die Elektromotoren und den Bauraum abzuleiten. Abschließend wird festgehalten, dass das Verhalten der Fahrzeugführungsregelung bezogen auf die Betrachtung des Nominalverhaltens, mit detaillierter Modellierung relevanter Schnittstellen, aussagekräftige Ergebnisse erzielt. Damit verknüpft ist, dass die Ergebnisse des Fahrwerksentwurfs nur bezogen auf diese Grundannahme kinematische Verhaltensvorgaben ermöglicht. Das vorgestellte simulationsbasierte Verfahren kann durch die Erweiterung realer Gegebenheiten, die Reduzierung von Vereinfachungen und Annahmen, hinsichtlich seiner Aussagefähigkeit des Fahrwerksentwurfs weiter verbessert werden.

7 Zusammenfassung

Zentrales Forschungsobjekt dieser Arbeit ist ein radselektiv angesteuertes Fahrzeugkonzept, mit dem eine dezentralisierte, überaktuierte Ansteuerung der vier Radmodule mit je zwei Elektromotoren für individuelle Traktion und Lenkung der Räder resultiert. Das vollständig elektrifizierte Fahrzeug wird dabei in einem automatisierten Szenario ohne Fahrer betrachtet, wodurch der Stand der Technik der Fahrzeugführung radselektiv angesteuerter Fahrzeug erweitert wird.

Diese Arbeit hat das Ziel die durch die Überaktuierung dieses Fahrzeugkonzepts resultierenden Freiheitsgrade optimal anzusteuern und zusammen mit einer optimalen Auslegung des Fahrwerks das Fahrzeugkonzept so auszunutzen, dass der Energieverbrauch bestmöglich reduziert, der Fahrkomfort gesteigert und die Fahrsicherheit, beschrieben über die Kraftschlussausnutzung der Räder, verbessert wird. Dazu werden zwei Forschungsschwerpunkte betrachtet. Zunächst ist dies der Entwurf einer durchgängigen und lokal optimalen Fahrzeugführungsregelung und zweitens, die optimale Anbindung der Räder an das Fahrzeug durch eine Topologie-Optimierung der Radaufhängung.

Dazu wurde in dieser Arbeit erstmalig ein iteratives Auslegungsverfahren zur Topologie-Optimierung der Radaufhängung des Fahrzeugkonzepts präsentiert. Dabei werden manuelle Auslegungsschritte und automatisierte Black-Box-Optimierungen kombiniert. Im ersten Schritt werden die grundlegende Gestalt und die Parameter des Fahrzeugs festgelegt, vorhandenes Expertenwissen aus der Literatur, z. B. zur Auslegung des vertikaldynamischen Verhaltens, verwendet und die Parametrierung der entworfenen Algorithmen und Methoden der Fahrzeugführungsregelung in der Simulation an einem in dieser Arbeit aufgestellten detaillierten Fahrzeugmodell durchgeführt.

Eine wesentliche Neuerung des Fahrzeugmodells ist das entwickelte White-Box-Modell des Fahrwerks, dessen kinematisches Verhalten durch die Topologie der Radaufhängung, virtuelle Lenker und Drehpole, über verschiedene im Stand der Technik vorhandene Systeme (MacPhersons, Doppelquerlenkerachse) erzeugt werden kann. Zusammen mit einer umfangreichen Modellierung der Störgrößen in der Reifenaufstandsfläche werden die Wechselwirkungen zwischen den mechatronischen Radmodulen, dem Fahrwerk und der Fahrzeugführungsregelung abgebildet. Die Längen der virtuellen Lenker und Höhen der Drehpole sind die Optimierungsparameter des Verfahrens. Darauf aufbauend erzielt eine hohe Anzahl von Iterationen der verwendeten Partikelschwarmoptimierung des Auslegungsverfahrens eine global optimale Topologie der Radaufhängung.

Im ersten Schritt des Auslegungsverfahrens werden dabei die Höhen von Nick- und Wankzentrum des Fahrzeugaufbaus bestimmt und die resultierenden optimalen Werte als konstan-

te Parameter im weiteren Verfahren angenommen. Die Bestimmung des Wank- und Nickzentrums erfolgt in einer ersten Black-Box-Optimierung zur Maximierung des Fahrkomforts. Die Quantifizierung des Fahrkomforts mit der BS 6841 Norm wird dabei als Gütemaß verwendet. Es zeigt sich, dass das Wankzentrum maßgeblichen Einfluss auf dieses definierte Komfortgütemaß hat, aber das Nickzentrum nur eine untergeordnete Rolle einnimmt. Durch die konsistente Verwendung der Fahrzeugführungsregelung innerhalb der Black-Box-Simulationen können auch ungewöhnliche Parametrierungen der Wank- und Nickzentrumshöhe, relativ zum Stand der Technik, erzielt werden, die bei einer konventionellen Auslegung des Fahrzeugs nicht relevant wären. So zeigt ein über dem Schwerpunkt liegendes Wankzentrum das beste Ergebnis bezogen auf das Komfortgütemaß, ohne die Fahrstabilität des Fahrzeugs zu gefährden, was durch die Berücksichtigung der Reifenaufstandskräfte innerhalb der Regelungsarchitektur ermöglicht wird.

Im nächsten Schritt wird die optimale Anbindung des Rades an den Fahrzeugaufbau ermittelt, wobei das Wank- und Nickzentrum als konstante Parameter des Modells betrachtet werden und dadurch der wesentliche Einfluss auf den Fahrkomfort festgelegt ist. In diesem Schritt wird das kinematische Verhalten über die Radlenkkinematik, aus dem Stand der Technik, mit einer Radhubkinematik, die den Einfluss des Fahrzeugaufbaus auf das Rad abbildet und dadurch die zustandsabhängige Veränderung der Kinematik darstellt, gekoppelt. Ein weiteres Gütemaß wird dazu definiert, das den Energieverbrauch in den Black-Box-Optimierungen abhängig von den Verlustleistungen am Rad in Abhängigkeit des kinematischen Verhaltens der Radaufhängung optimiert. Dabei zeigt sich, dass der Energieverbrauch durch die Reduzierung der Störgrößen über die Kinematik der Radaufhängung bzw. die Parametrierung der Lenker und Drehpole minimiert wird. Die Ergebnisse des Auslegungsverfahrens zeigen, dass die Radaufhängung einen entscheidenden Einfluss auf den Energieverbrauch hat und eine optimale Auslegung dieser die Verlustenergie reduziert.

Ein Verfahren zur Auslegung des Fahrwerks eines radselektiv angesteuerten Fahrzeugs wurde im Stand der Technik bislang nicht vorgestellt. Einzelne Konzepte des in dieser Arbeit vorgestellten Verfahrens wurden aus vorhandenen, simulativen Entwurfsverfahren konventioneller PKW abgeleitet, z. B. die Verwendung evolutionärer Algorithmen [Nie12] und eine Stufenweise Auslegung [Mäd12], und in das neue Verfahren eingebettet.

Ein zweites zentrales Forschungsthema dieser Arbeit ist die durchgängige, optimale Fahrzeugführungsregelung. Es wird gezeigt, dass das Fahrzeug ohne Einschränkung des möglichen Betriebsbereichs oder diskretes Schalten innerhalb von Methoden oder Algorithmen durch die entworfene kaskadierte Regelungsarchitektur optimal angesteuert wird. Dabei folgt auf eine robuste H_∞ -Positionsregelung eine Geschwindigkeitsregelung basierend auf flacher Vorsteuerung und PI-Trajektorienfolgeregelung. In den nachfolgenden Kaskaden wird zunächst die Kraftverteilung auf die Radmodule über die Stellgrößenverteilung durchgeführt und anschließend die Referenzraddrehzahlen- und Lenkwinkel durch die Radmodul-Führungsgrößenbestimmung berechnet. Eine Störgrößenkompensation durch einen *High-Gain*-Luenberger-Beobachter zur Lenkwinkelregelung und die Ansteuerung der Elektromotoren durch einen Vorfilter und eine optimale Zustandsrückführung der Lenkwinkel sowie eine PI-Raddrehzahlregelung erzielen unterlagerte Regelkreise mit niedrigen Zeitkonstanten und er-

möglichen dadurch die entkoppelte Betrachtung der einzelnen Kaskaden. In der Stellgrößenverteilung werden die Freiheitsgrade der Aktoren zur Optimierung eines gemischten sekundären Gütemaßes, Minimierung des Energieverbrauchs sowie der maximalen Kraftschlussausnutzung, verwendet.

Die Ergebnisse zeigen, dass auch eine lokale Optimalität innerhalb der Stellgrößenverteilung in der Gesamtsystemsimulation mit einem umfangreichen Testmanöver positiv zum Fahrzeugverhalten und der Verbrauchsreduzierung beiträgt. Ermöglicht wird dies durch die Struktur der Stellgrößenverteilung, dessen Gewichtungsmatrizen offline bestimmt werden und online mit dem aktuellen Arbeitspunkt die optimale Gewichtung zur Kraftverteilung bereitstellt. Ein entscheidendes Ergebnis dieser Arbeit ist, dass die Information über die virtuellen Stellgrößen zwischen den einzelnen Kaskaden nicht verloren gehen darf. Dies wird durch die entwickelte Radmodul-Führungsgrößenbestimmung erzielt. Dabei werden die Referenz-Lenkwinkel und -Raddrehzahlen in Abhängigkeit von der Referenzgeschwindigkeit und den Ergebnissen der Stellgrößenverteilung durch Berücksichtigung beider Führungsgrößen im Gütemaß einer modellprädiktiven Struktur berücksichtigt. Arbeitspunktabhängige Gewichtungsmatrizen sowie die Verwendung einer Schlupfschätzung zur Referenzgrößenanpassung bestimmen kontinuierlich und ohne Einschränkungen an den Fahrzeugzustand die optimalen Referenzgrößen der Radmodule.

Abschließend wird zusammengefasst, dass die gleichzeitige Berücksichtigung der Fahrzeugführungsregelung und einer detaillierten Modellierung des Fahrzeugs eine geeignete Grundlage für Black-Box-Simulationen zur Optimierung der Topologie einer Radaufhängung darstellt und dadurch initiale Aussagen über eine reale Fahrwerkskonstruktion getroffen werden können. Die Ergebnisse des Auslegungsverfahrens basieren dadurch auf einer Regelungsarchitektur des Fahrzeugkonzepts, wie sie auch in einem späteren Einsatz innerhalb eines Realfahrzeugs verwendet werden würde. Die Erprobung mit einem umfangreichen Testmanöver, das nicht nur konventionelle Manöver abbildet, sondern auch die Fahrzeugführungsregelung sowie das Fahrzeugkonzept durch anspruchsvolle und neuartige Manöver herausfordert, demonstriert erfolgreich den gemeinsamen Entwurf des Fahrwerks mit der Fahrzeugführungsregelung. Dabei wird der Fahrkomfort verbessert und der Energieverbrauch reduziert, wobei die Fahrsicherheit durch die Verringerung der maximalen Kraftschlussausnutzung erhalten bleibt. Ein zentrales Ergebnis ist, dass der Energieverbrauch maßgeblich durch die Radaufhängung und das damit erzielte kinematische Verhalten beeinflusst wird.

Diese Arbeit präsentiert dadurch erste Aussagen zur optimalen Konstruktion der mechatronischen Radmodule radselektiv angesteuerter Fahrzeuge sowie Regelungsmethoden und Algorithmen zur durchgängigen und optimalen Ansteuerung des Fahrzeugs. Das präsentierte Auslegungsverfahren stellt dabei eine systematische Fahrwerksentwicklung dar, welche das automatisierte Fahren fokussiert. Die dabei entwickelten Algorithmen und Methoden verringern die Verlustleistungen und erhöhen die Wendigkeit durch die optimale Ausnutzung der Freiheitsgrade des Fahrzeugkonzepts, wodurch Ansätze zur Lösung der Herausforderungen zukünftiger Mobilität gegeben werden.

A Details zur Modellbildung

Die Parameter der Vertikaldynamik sind in Tabelle A.1 aufgeführt und im Wesentlichen aus [Str96] und [Sch09] entnommen. Die Parameter der Horizontaldynamik sind in Tabelle A.2 aufgelistet und werden so auch beispielsweise in [Mos16] und [Ore06] verwendet. Lenkungs- und Raddrehzaldynamik werden mit Tabelle A.3 parametrisiert. Reifenparameter der MFT sind in Tabelle A.4 zusammengefasst. Das Black-Box-MF-Tyre-Modell verwendet die Parameter der Reifendatei "TNO_car205_60R15.tir", was einem Standardreifen 205/60 R 15 entspricht. Die Radaufhängung wird mit Tabelle A.5 parametrisiert. Parameter die vom Fahrwerk abhängig sind, beziehen sich auf die ausgewählte Topologie 1 aus dem Kapitel 6. Parameter der Radmodule, welche für die vier Radmodule identisch sind, werden ohne Index angegeben.

A.1 Parameter der Modelle

Tabelle A.1: Parameter der Vertikaldynamik und der Federbeine.

Parameter	Variable	Wert	Einheit
Wankträgheitsmoment	J_x^{hd}	530	kg m^2
	$J_{x,0}^{\text{hd}}$	586,07	kg m^2
Nickträgheitsmoment	J_y^{hd}	2200	kg m^2
	$J_{y,0}^{\text{hd}}$	2319,2	kg m^2
Fahrzeugschwerpunkt	h_{sp}	0,5	m
Wankzentrumshöhe	h_{wz}	0,679	m
Nickzentrumshöhe	h_{nz}	0,239	m
Federbein, Federkonstante	$k_{\text{f,v}}$	39078	kg s^{-2}
	$k_{\text{f,h}}$	54341	kg s^{-2}
Federbein, Dämpferkonstante	$k_{\text{d,v}}$	2439	kg s^{-1}
	$k_{\text{d,h}}$	3052	kg s^{-1}
Abstand Karosserie zur	$l_{\text{k,v}}$	0,6	m
Lenker-Lagerung	$l_{\text{k,h}}$	0,6	m
Abstand Karosserie zum	$l_{\text{b,v}}$	0,83	m
Federbein	$l_{\text{b,h}}$	0,83	m
Abstand Karosserie zum	$l_{\text{r,v}}$	0,77	m
Rad-Aufstandspunkt	$l_{\text{r,h}}$	0,85	m

Tabelle A.2: Parameter der Horizontaldynamik sowie der Rad-Fahrzeug-Kopplung.

Parameter	Variable	Wert	Einheit
Fahrzeuggesamtmasse	m^{hd}	1750	kg
Gierträgheitsmoment	J_z^{hd}	2500	kg m ²
Radstand	l_v	1,43	m
	l_h	1,27	m
Spurweite	g_v, g_h	0,74	m

Tabelle A.3: Parameter der Radmodule.

Parameter	Variable	Wert	Einheit
Radmasse	m^{wd}	49,3	kg
Radträger inklusive Elektromotor	Δm^{wd}	40	kg
Raddurchmesser	r^{wd}	0,315	m
Trägheitsmoment um $\vec{e}_{r,y}$	J_y^{wd}	4,84	kg m ²
Trägheitsmoment um $\vec{e}_{r,z}$	$J_{z,0}^{\text{ld}}$	0,667	kg m ²
Rotatorische Dämpfung	d_δ^{ld}	30	kg m ² s ⁻¹
Bohrmoment- Koeffizienten	\tilde{a}_1	-25,05	m
	\tilde{a}_2	5,35	m N ⁻¹
	\tilde{b}_1	-7,72	m
	\tilde{b}_2	1,05	m N ⁻¹
	\tilde{c}_0	2	m N ⁻¹
Rollwiderstand- Koeffizienten	$k_{\omega,0}$	0,10	-
	$k_{\omega,1}$	0,03	-
	$k_{\omega,4}$	0,02	-

Tabelle A.4: Parameter der Reifenmodelle.

Parameter	Variable	Wert	Einheit
Reifenmasse	m^{td}	9,3	kg
Reifen-Federsteifigkeit	k^{td}	200000	kg s^{-2}
Haftbeiwert	μ	1	–
Degressivitätsfaktor	k_d	0,1	–
Reifenparameter MFT	B_1, B_2	10,4	–
	B_3, B_4	21,4	–
	C_1, C_2	1,3	–
	C_3, C_4	1,1	–
Federvorspannkraft	$F_{z,0,v}$	4034	N
	$F_{z,0,h}$	4549	N

Tabelle A.5: Parameter der Radaufhängung.

Parameter	Variable	Wert	Einheit
Lenkerlänge	L_v	0,20	m
	L_h	0,33	m
Höhe des Längspols	$h_{l,v}$	0,93	m
	$h_{l,h}$	0,25	m
Sturzwinkel in KL	$\gamma_{0,v}$	-1,80	°
	$\gamma_{0,h}$	-2,79	°
Spreizungswinkel in KL	$\sigma_{0,v}$	0,40	°
	$\sigma_{0,h}$	-2,37	°
Nachlaufwinkel in KL	$\tau_{0,v}$	-4,54	°
	$\tau_{0,h}$	-0,58	°
Nachlaufversatz in KL	$n_{k,0,v}$	-0,0024	m
	$n_{k,0,h}$	-0,0063	m
Lenkrollradius in KL	$r_{L,0,v}$	0,00066	m
	$r_{L,0,h}$	-0,0089	m

A.2 Matrizen und Herleitungen zur Fahrzeug-Vertikaldynamik

In diesem Abschnitt werden die Matrizen \mathbf{H}^{wd} , \mathbf{K}^{wd} , \mathbf{K}_d , \mathbf{K}_f und \mathbf{M}^{wd} der Konstanten der Vertikaldynamik definiert. Ebenfalls werden die Hebelarme der Radaufhängung in den Matrizen \mathbf{L}_k , \mathbf{L}_b und \mathbf{L}_r zusammengefasst. Darauf aufbauend werden die Transformationsmatrizen \mathcal{T}_{SP} , \mathcal{T}_k und \mathcal{T}_b hergeleitet.

Die Federkonstanten $k_{f,i}$, die Dämpferkonstanten $k_{d,i}$ sowie die Massen der Räder m_i^{wd} und deren Federkonstanten k_i^{wd} werden in die folgenden Matrizen eingeordnet

$$\mathbf{K}_f = \begin{pmatrix} k_{f,1} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & k_{f,2} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & k_{f,3} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & k_{f,4} \end{pmatrix}, \mathbf{K}_d = \begin{pmatrix} k_{d,1} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & k_{d,2} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & k_{d,3} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & k_{d,4} \end{pmatrix} \quad (\text{A.1})$$

und

$$\mathbf{M}^{\text{wd}} = \begin{pmatrix} m_1^{\text{wd}} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & m_2^{\text{wd}} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & m_3^{\text{wd}} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & m_4^{\text{wd}} \end{pmatrix}, \mathbf{K}^{\text{wd}} = \begin{pmatrix} k_1^{\text{wd}} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & k_2^{\text{wd}} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & k_3^{\text{wd}} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & k_4^{\text{wd}} \end{pmatrix}. \quad (\text{A.2})$$

Die Hebelarme der Radaufhängung zur Lagerung $l_{k,i}$, den Federbeinen $l_{b,i}$ sowie zu den Reifenaufstandsflächen $l_{r,i}$ werden in die folgenden Matrizen eingeordnet

$$\mathbf{L}_k = \begin{pmatrix} l_{k,1} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & l_{k,2} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & l_{k,3} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & l_{k,4} \end{pmatrix}, \mathbf{L}_b = \begin{pmatrix} l_{b,1} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & l_{b,2} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & l_{b,3} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & l_{b,4} \end{pmatrix} \quad (\text{A.3})$$

und

$$\mathbf{L}_r = \begin{pmatrix} l_{r,1} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & l_{r,2} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & l_{r,3} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & l_{r,4} \end{pmatrix}. \quad (\text{A.4})$$

Zur kompakten Darstellung der Hebelarme zwischen Fahrzeugschwerpunkt und der Radaufhängung werden die beiden Transformationsmatrizen \mathcal{T}_b und \mathcal{T}_k zu

$$\mathcal{T}_b = \begin{pmatrix} 1 & -l_v & -l_{b,1} \\ 1 & -l_v & l_{b,2} \\ 1 & l_h & -l_{b,3} \\ 1 & l_h & l_{b,4} \end{pmatrix} \quad \text{und} \quad \mathcal{T}_k = \begin{pmatrix} 1 & -l_v & -l_{k,1} \\ 1 & -l_v & l_{k,2} \\ 1 & l_h & -l_{k,3} \\ 1 & l_h & l_{k,4} \end{pmatrix} \quad (\text{A.5})$$

Die Abstände $|\vec{r}_A^\sigma|$, $|\vec{r}_B^\sigma|$ und $|\vec{r}_C^\sigma|$ werden nach

$$|\vec{r}_A^\sigma| = \sqrt{(\lambda_{o,i}l_r)^2 + (h_{wz} - r^{\text{wd}}\cos(\gamma_0))^2}, \quad (\text{A.10a})$$

$$|\vec{r}_B^\sigma| = \sqrt{(\lambda_{o,i}l_b)^2 + (h_{wz} - r^{\text{wd}}\cos(\gamma_0))^2} \quad (\text{A.10b})$$

und

$$|\vec{r}_C^\sigma| = \sqrt{(\lambda_{o,i}l_b - \lambda_{o,i}L\sin(\sigma_0))^2 + (\lambda_{o,i}l_r + L\cos(\sigma_0))^2} \quad (\text{A.10c})$$

berechnet. Die Winkel $\tilde{\kappa}_A^\sigma$, $\tilde{\kappa}_B^\sigma$ und $\tilde{\kappa}_C^\sigma$ zwischen den Vektoren \vec{r}_\square^σ und der Hochachse des Fahrzeugs \vec{e}_z sind

$$|\vec{r}_A^\sigma|\cos(\tilde{\kappa}_A^\sigma) = h_{wz} - r^{\text{wd}}\cos(\gamma_0) \quad (\text{A.11a})$$

$$\tilde{\kappa}_A^\sigma = \arccos\left(\frac{h_{wz} - r^{\text{wd}}\cos(\gamma_0)}{|\vec{r}_A^\sigma|}\right), \quad (\text{A.11b})$$

$$|\vec{r}_B^\sigma|\cos(\tilde{\kappa}_B^\sigma) = h_{wz} - r^{\text{wd}}\cos(\gamma_0) \quad (\text{A.12a})$$

$$\tilde{\kappa}_B^\sigma = \arccos\left(\frac{h_{wz} - r^{\text{wd}}\cos(\gamma_0)}{|\vec{r}_B^\sigma|}\right) \quad (\text{A.12b})$$

und

$$|\vec{r}_C^\sigma|\cos(\tilde{\kappa}_C^\sigma) = h_{wz} - r^{\text{wd}}\cos(\gamma_0) + L \cdot \cos(\sigma_0) \quad (\text{A.13a})$$

$$\tilde{\kappa}_C^\sigma = \arccos\left(\frac{h_{wz} - r^{\text{wd}}\cos(\gamma_0) + L \cdot \cos(\sigma_0)}{|\vec{r}_C^\sigma|}\right). \quad (\text{A.13b})$$

Abbildung A.1b zeigt das Einfedern der Radaufhängung als reine Drehbewegung um das Wankzentrum. Die resultierende, für alle Punkte identische, Winkeländerung $\Delta\tilde{\kappa}^\sigma$ durch Radhub und das Huben des Schwerpunktes wird mit dem Vektor $|\vec{r}_A^\sigma|$ bestimmt zu

$$|\vec{r}_A^\sigma|\cos(\tilde{\kappa}_A^\sigma + \Delta\tilde{\kappa}^\sigma) = h_{wz} - r^{\text{wd}}\cos(\gamma_0) - x_{z,i}^{\text{wd}} + z \quad (\text{A.14a})$$

$$\Delta\tilde{\kappa}^\sigma = \arccos\left(\frac{h_{wz} - r^{\text{wd}}\cos(\gamma_0) - x_{z,i}^{\text{wd}} + z}{|\vec{r}_A^\sigma|}\right) - \tilde{\kappa}_A^\sigma. \quad (\text{A.14b})$$

Die Eingangsgrößen des Fahrwerkmodells Radhub und Huben des Schwerpunktes haben schließlich über diese Winkeländerung Einfluss auf die Spreizungswinkeländerung. Damit die Spreizungswinkeländerung $\Delta\sigma$ und der Einfluss des Wankwinkels berechnet werden können, sind die Abstände zwischen den Punkten B $^\sigma$ und C $^\sigma$ mit der Lenkachse L zu bestimmen. Aus den beiden Gleichungen

$$|\vec{r}_B^\sigma| \cdot \sin(\tilde{\kappa}_A^\sigma + \Delta\tilde{\kappa}^\sigma) = |\vec{r}_C^\sigma| \cdot \sin(\tilde{\kappa}_A^\sigma + \Delta\tilde{\kappa}^\sigma) + L \cdot \sin(\sigma_0 + \Delta\sigma + \lambda_{o,i}\theta) \quad (\text{A.15a})$$

$$|\vec{r}_B^\sigma| \cdot \cos(\tilde{\kappa}_A^\sigma + \Delta\tilde{\kappa}^\sigma) = |\vec{r}_C^\sigma| \cdot \cos(\tilde{\kappa}_A^\sigma + \Delta\tilde{\kappa}^\sigma) + L \cdot \cos(\sigma_0 + \Delta\sigma + \lambda_{o,i}\theta) \quad (\text{A.15b})$$

resultiert nach Division beider Gleichungen

$$\tan(\sigma_0 + \Delta\sigma + \lambda_{o,i}\theta) = \frac{|\vec{r}_B^\sigma| \cdot \sin(\tilde{\kappa}_A^\sigma + \Delta\tilde{\kappa}^\sigma) - |\vec{r}_C^\sigma| \cdot \sin(\tilde{\kappa}_A^\sigma + \Delta\tilde{\kappa}^\sigma)}{|\vec{r}_B^\sigma| \cdot \cos(\tilde{\kappa}_A^\sigma + \Delta\tilde{\kappa}^\sigma) - |\vec{r}_C^\sigma| \cdot \cos(\tilde{\kappa}_A^\sigma + \Delta\tilde{\kappa}^\sigma)} \quad (\text{A.16})$$

und schließlich die gesuchte Spreizungswinkeländerung $\Delta\sigma$ nach

$$\Delta\sigma = \arctan\left(\frac{|\vec{r}_B^\sigma| \cdot \sin(\tilde{\kappa}_A^\sigma + \Delta\tilde{\kappa}^\sigma) - |\vec{r}_C^\sigma| \cdot \sin(\tilde{\kappa}_A^\sigma + \Delta\tilde{\kappa}^\sigma)}{|\vec{r}_B^\sigma| \cdot \cos(\tilde{\kappa}_A^\sigma + \Delta\tilde{\kappa}^\sigma) - |\vec{r}_C^\sigma| \cdot \cos(\tilde{\kappa}_A^\sigma + \Delta\tilde{\kappa}^\sigma)}\right) - \sigma_0 - \lambda_{o,i}\theta. \quad (\text{A.17})$$

A.4 Berechnung des zeitvarianten Radträgheitsmoments

Dreht sich das Rad mit der Lenkachse $\vec{e}_{\delta,z}$ exakt in der Reifenachse $\vec{e}_{r,z}$, bleibt das Radträgheitsmoment J_z^{ld} konstant. Wird das kinematische Verhalten des Fahrwerks berücksichtigt, liegt die $\vec{e}_{r,z}$ -Achse des Rades in der Konstruktionslage geneigt und verschoben zur $\vec{e}_{\delta,z}$ -Achse. Ändern sich durch die Radlenkinematik die kinematischen Kennwerte, verschiebt und dreht sich das Rad relativ zur $\vec{e}_{\delta,z}$ -Achse, wodurch die Lenkachse nicht mit der $\vec{e}_{r,z}$ -Achse übereinstimmt.

Zur Berechnung wird ein Koordinatensystem $(\tilde{e}_{r,x}, \tilde{e}_{r,y}, \tilde{e}_{r,z})$, das sich im Mittelpunkt des Rades befindet, definiert. Die Ausrichtung der Achsen erfolgt wie die des Reifenkoordinatensystems. Ziel ist es, das Rad in diesem Koordinatensystem in die Lenkachse $\vec{e}_{\delta,z}$ zu drehen und zu verschieben, um darauf basierend das Trägheitsmoment abzuleiten.

Der Trägheitstensor des Rades in Konstruktionslage \mathbf{J}_0 ist

$$\mathbf{J}_0 = \begin{pmatrix} J_{xx} & 0 & 0 \\ 0 & J_{yy} & 0 \\ 0 & 0 & J_{zz} \end{pmatrix}, \quad (\text{A.18})$$

wobei die Parameter J_{xx} , J_{yy} und J_{zz} die konstanten Trägheitsmomente des Rades im Reifenkoordinatensystem sind¹.

Der Trägheitstensor ändert sich, wenn Sturz- und Spreizungswinkel das Rad um die $\vec{e}_{r,x}$ -Achse drehen, siehe Abbildung A.2, [Böh15]. Es resultiert der Trägheitstensors $\tilde{\mathbf{J}}$ zu

$$\tilde{\mathbf{J}} = \begin{pmatrix} J_{xx} & 0 & 0 \\ 0 & \frac{1}{2}(J_{zz} + J_{yy}) - \frac{1}{2}(J_{zz} - J_{yy})\cos(2(\gamma + \sigma)) & -\frac{1}{2}(J_{zz} - J_{yy})\sin(2(\gamma + \sigma)) \\ 0 & -\frac{1}{2}(J_{zz} - J_{yy})\sin(2(\gamma + \sigma)) & \frac{1}{2}(J_{zz} + J_{yy}) + \frac{1}{2}(J_{zz} - J_{yy})\cos(2(\gamma + \sigma)) \end{pmatrix}. \quad (\text{A.19})$$

¹ Zur besseren Lesbarkeit wird $J_{yy} = J_x^{\text{wd}}$ und $J_{zz} = J_{z,0}^{\text{ld}}$ verwendet.

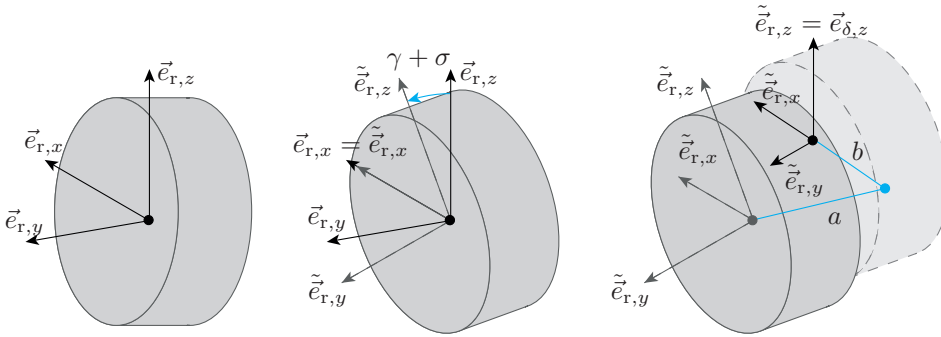


Abbildung A.2: Projektion der geneigten und verschobenen Lenkachse in die $\vec{e}_{\delta,z}$ -Achse.

Das Rad verschiebt sich durch den Störkrafthebelarm r_α sowie durch den Nachlaufversatz n_0 entlang der $\vec{e}_{r,x}$ - und $\vec{e}_{r,y}$ -Achsen [Z.18]. Der Nachlaufversatz und der Radradius verschieben als Hebelarme zusammen mit dem Nachlaufwinkel τ das Rad entlang der $\vec{e}_{r,x}$ -Achse. Durch die Verschiebung ändern sich ebenfalls die Trägheitsmomente des Rades bezogen auf das Reifenkoordinatensystem. Mit den beiden fahrwerksabhängigen Verschiebungen

$$a = r_\sigma \quad \text{und} \quad b = \cos(\tau)n_0 + \sin(\tau)r^{\text{wd}}, \quad (\text{A.20})$$

wird mit dem Satz von Steiner [Kru16] die Gesamtänderung der Trägheitsmomente bezogen auf die Lenkachse bestimmt zu

$$\mathbf{J} = \tilde{\mathbf{J}} + m^{\text{wd}} \begin{pmatrix} a^2 & ab & 0 \\ ab & b^2 & 0 \\ 0 & 0 & a^2 + b^2 \end{pmatrix}. \quad (\text{A.21})$$

Das gesuchte Trägheitsmoment um die $\vec{e}_{\delta,z}$ -Achse $J_z^{\text{ld}}(t)$ resultiert schließlich zu

$$J_z^{\text{ld}}(t) = \frac{1}{2} (J_{yy} + J_{zz}) + \frac{1}{2} (J_{zz} - J_{yy}) \cos(2(\gamma + \sigma)) + m^{\text{wd}}(a^2 + b^2). \quad (\text{A.22})$$

Beispielhaft wird das Trägheitsmoment für die Gesamtsimulation und das darin verwendete Fahrzeug aus Abschnitt 6.2 in Abbildung A.3 präsentiert. Die Abbildung zeigt, dass eine geringe Änderung der kinematischen Kennwerte für höhere Lenkwinkel nur eine geringe Änderung des Trägheitsmoments um die Lenkachse des Aktors erzeugt. Zu beachten ist, dass sich der Energiebedarf zur Ansteuerung des Lenkaktors mit steigendem Trägheitsmoment erhöht, was bei der Auslegung des Fahrwerks und der mechatronischen Radmodule berücksichtigt werden sollte. Für den Regelungsentwurf können schließlich für Vorder- und Hinterachse die Mittelwerte des Trägheitsmoments verwendet werden. Hier beispielsweise $\overline{J_{z,v}^{\text{ld}}} = 0,680 \text{ kg m}^2$ und $\overline{J_{z,h}^{\text{ld}}} = 0,736 \text{ kg m}^2$.

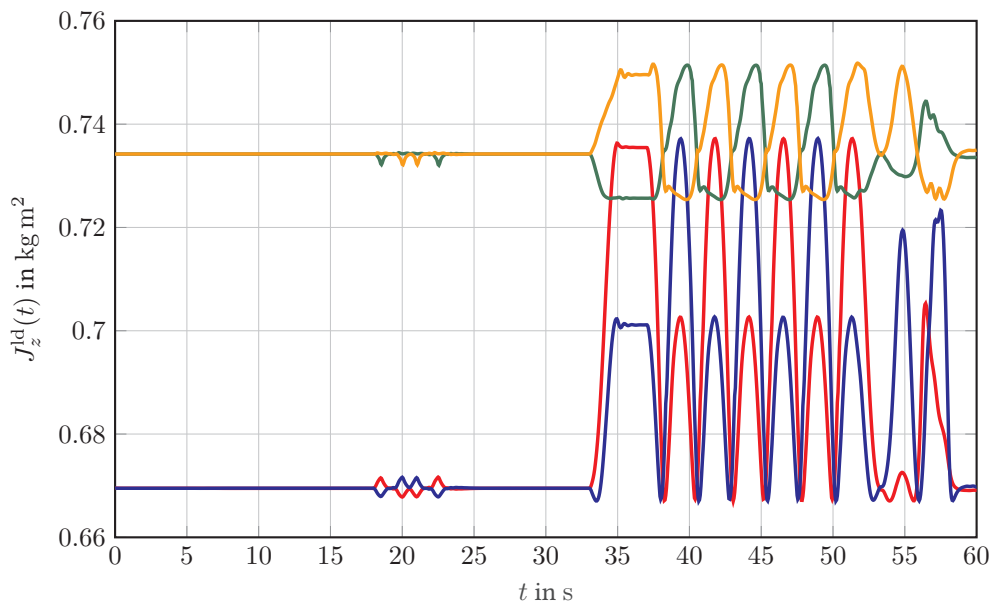


Abbildung A.3: Beispielhafter Verlauf des zeitvarianten Trägheitsmoments $J_z^{ld}(t)$ um die Lenkachse des Aktors $\vec{e}_{\delta,z}$. Mit $i = 1$ (rot), 2 (blau), 3 (grün), 4 (gelb).

A.5 Filterfunktionen und Gewichtungen der BS 6841

Tabelle A.6: Filterfunktionen $F_{j,\{x,y,z,\text{rot}\}}(f)$ und Gewichtungsfaktoren $k_{j,\{x,y,z,\text{rot}\}}$ der BS 6841.

Messposition	Achse	Frequenzbereich in Hz	$F_{j,\{x,y,z,\text{rot}\}}(f)$	$k_{j,\{x,y,z,\text{rot}\}}$
Rotation				
$j = 1$	θ	$0,5 < f < 1,0$	1,00	0,63
		$1,0 < f < 80,0$	$1,0/f$	
$j = 2$	ϕ	$0,5 < f < 1,0$	1,00	0,40
		$1,0 < f < 80,0$	$1,0/f$	
$j = 3$	ψ	$0,5 < f < 1,0$	1,00	0,20
		$1,0 < f < 80,0$	$1,0/f$	
Sitzfläche				
$j = 1, 2$	x, y	$0,5 < f < 2,0$	1,00	1,00
		$2,0 < f < 80,0$	$2,0/f$	
$j = 3$	z	$0,5 < f < 2,0$	1,00	1,00
		$2,0 < f < 5,0$	$f/5,0$	
		$5,0 < f < 16,0$	1,00	
		$16,0 < f < 80,0$	$16,0/f$	
Rückenlehne				
$j = 1$	x	$0,5 < f < 8,0$	1,00	0,80
		$8,0 < f < 80,0$	$8,0/f$	
$j = 2$	y	$0,5 < f < 2,0$	1,00	0,50
		$2,0 < f < 80,0$	$2,0/f$	
$j = 3$	z	$0,5 < f < 1,0$	1,00	0,40
		$2,0 < f < 80,0$	$2,0/f$	
Fußplatte				
$j = 1, 2$	x, y	$0,5 < f < 2,0$	0,40	0,25
		$2,0 < f < 5,0$	$f/5,0$	
		$5,0 < f < 16,0$	1,00	
		$16,0 < f < 80,0$	$16,0/f$	
$j = 3$	z	$0,5 < f < 2,0$	0,40	0,25
		$2,0 < f < 5,0$	$f/5,0$	
		$5,0 < f < 16,0$	1,00	
		$16,0 < f < 80,0$	$16,0/f$	

B Details zu den Regelungen

Die Parameter der Trajektorienfolgeregelungen sind in Tabelle B.1, der Stellgrößenverteilung in Tabelle B.2, der Radmodul-Führungsgrößenbestimmung in Tabelle B.3 und Parameter der Radmodul-Regelungen in Tabelle B.4 aufgeführt. Die resultierende Übertragungsfunktion $\mathbf{R}_\infty(s)$ des H_∞ -Entwurfs wird in Abschnitt B.1.1 präsentiert, die Einstellung des MPCs der Radmodul-Führungsgrößenbestimmung in Abschnitt B.1.2.

B.1 Parameter der Regelungen

Tabelle B.1: Parameter der Trajektorienfolgeregelungen.

Parameter	Variable	Wert	Einheit
Geschwindigkeitsfolgeregelung P-Anteil mit \mathbf{R}_P^{hd}	$r_{P,1}$	25	N kg s m^{-1}
	$r_{P,2}$	25	N kg s m^{-1}
	$r_{P,3}$	40	N s kg m^2
Geschwindigkeitsfolgeregelung I-Anteil mit \mathbf{R}_I^{hd}	$r_{I,1}$	12	N kg m^{-1}
	$r_{I,2}$	1	N kg m^{-1}
	$r_{I,3}$	30	N kg m^2
Gewichtungsmatrix \mathbf{M}_I H_∞ -Entwurf	$m_{x,I}$	$1 + \frac{0,5}{s}$	s^{-1}
	$m_{y,I}$	$6 + \frac{0,1}{s}$	s^{-1}
	$m_{\psi,I}$	$1 + \frac{6}{s}$	s^{-1}
Gewichtungsmatrix \mathbf{M}_O H_∞ -Entwurf	$m_{x,O}$	1	–
	$m_{y,O}$	1	–
	$m_{\psi,O}$	1	–

Tabelle B.2: Parameter der Stellgrößenverteilung.

Parameter	Variable	Wert	Einheit
Gewichtungsmatrix der Moore-Penrose-Inverse	\mathbf{V}	$\mathbf{I}_{8 \times 8}$	–
Gewichtung der Verlustleistungen	λ_1	20	–
	λ_2	1	–

Tabelle B.3: Parameter der Radmodul-Führungsgrößenbestimmung.

Parameter	Variable	Wert	Einheit
Referenzanpassung	k_c	0,2	–
Gewichtung der Geschwindigkeitsreferenz	k_q	0,5	–
	q_{\max}	1000	$\text{s}^2 \text{m}^{-2}$
	λ_q	20	–
Gewichtung der Kraftreferenz	k_r	5	–
	r_{\max}	0,001	$\text{N}^{-2} \text{m}^{-2}$
	λ_r	0	–
Endwertbedingung	k_d	10	–
	d_{\max}	15000	rad^{-2}
Lenkwinkelbegrenzung	δ_{\min}	-60	$^\circ$
	δ_{\max}	60	$^\circ$
Raddrehzahl-Begrenzung	ω_{\min}	-100	s^{-1}
	ω_{\max}	100	s^{-1}
Nomineller konstruktiver Nachlauf	\hat{n}_k	0,05	m

Tabelle B.4: Parameter der Radmodul-Regelungen.

Parameter	Variable	Wert	Einheit
Einträge der Beobachter- Verstärkungsmatrix L_δ	$l_{\delta,1}$	$8,5 \cdot 10^2$	s^{-1}
	$l_{\delta,2}$	$2,3 \cdot 10^5$	s^{-1}
	$l_{\delta,3}$	$-1,8 \cdot 10^7$	s^{-1}
Gewichtungen des Riccati-Ansatzes	T_δ	$\begin{pmatrix} 5000 & 0 \\ 0 & 1 \end{pmatrix}$	–
	S_δ	0,001	–
Vorfilter	V_δ	$1,4 \cdot 10^4$	–
Zustandsrückführung	R_δ	$(1,4 \cdot 10^4 \ 1,1 \cdot 10^2)$	–
PI-Drehzahlregelung	$R_{\omega,P}$	250	s^{-1}
	$R_{\omega,I}$	100	s^{-2}

B.1.1 Übertragungsfunktion $R_\infty(s)$ der H_∞ -Regelung

Das Zustandsraummodell der H_∞ -Regelung ist

$$\dot{\mathbf{x}}_\infty = \mathbf{A}_\infty \mathbf{x}_\infty + \mathbf{B}_\infty e^{p,\text{hd}} \quad (\text{B.1})$$

$$\Delta \mathbf{x}_{\text{ref}}^{\text{hd}} = \mathbf{C}_\infty \mathbf{x}_\infty + \mathbf{D}_\infty e^{p,\text{hd}} \quad (\text{B.2})$$

mit den Matrizen

$$\mathbf{A}_\infty = \begin{pmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1,68 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 13,00 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -11,37 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -46,04 & 0 & 0 & 5,070 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & -60,65 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1,29 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -3,25 & 0 & 0 & -1,06 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & -6,64 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 19,64 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 5,60 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 15,01 & 0 & 0 & 8,88 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{pmatrix} \quad (\text{B.3})$$

$$\begin{pmatrix} 0 & 0 & 4,59 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0,12 & -0,14 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -23,52 & 0 & 0 & 0 \\ 10,36 & -30,66 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 5,85 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 8,91 & 0 & 0 & 0 \\ -4,38 & 18,55 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 18,51 & -96,84 & 0 & 0 & 0 & -0,10 & 0 \\ 0 & 0 & -103,57 & 0 & -0,29 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -249,61 & 0 & 0 & 0,23 \\ 0 & 0 & -0,29 & 0 & -0,20 & 0 & 0 \\ 0 & -0,10 & 0 & 0 & 0 & -0,20 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & -0,23 & 0 & -0,20 \end{pmatrix}, \quad (\text{B.4})$$

$$B_{\infty} = \begin{pmatrix} -2,66 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 8,90 \\ 0 & -10,16 & 0 \\ -0,85 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \\ 2,29 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \end{pmatrix}, \quad D_{\infty} = \begin{pmatrix} -2,66 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \end{pmatrix}, \quad (\text{B.5})$$

und

$$C_{\infty} = \begin{pmatrix} 1,00 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1,68 & 0 \\ 0 & 3,00 & 0 & 0 & 39,02 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 2,00 & -22,73 & 0 & 0 & -0,18 \end{pmatrix} \quad (\text{B.6})$$

$$\begin{pmatrix} 0 & 0 & 4,59 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0,37 & -0,43 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{pmatrix}. \quad (\text{B.7})$$

Mit der Laplace-Transformation dieses Zustandsraummodells entsteht die Übertragungsfunktion $R_{\infty}(s)$.

B.1.2 Optimierungs- und Solver-Einstellungen

Tabelle B.5: Einstellungen der MPC-Implementierungen.

	MPC 4.1
Toolbox	YALMIP ¹
Solver	fmincon ² , Active-Set
Diskretisierung	Runge-Kutta 45
Abtastzeit	0,001 s
Aufrufzeit	0,001 s
Prädiktions- und Steuerhorizont	3
Warmstart	ja
Maximale Iterationen	100

² Siehe [Lof04].

² Der Software MATLAB.

C Details zum Auslegungsverfahren

C.1 Parameter des Manövers Seitenwindempfindlichkeit

Tabelle C.1: Parameter des Manövers Seitenwindempfindlichkeit.

Parameter	Variable	Wert	Einheit
Windgeschwindigkeit	v_{lw}	20,0	m s^{-1}
Fahrzeuggeschwindigkeit	v^{hd}	27,78	m s^{-1}
Anströmwinkel	$\tilde{\beta}$	90,0	°
Resultierende Geschwindigkeit	v_{res}	34,23	m s^{-1}
Anströmfläche	A_{lw}	6,0	m^2
Windseitenkraftbeiwert	c_{lw}	0,9	–
Luftdichte	ρ_{lw}	1,2	kg m^{-3}
Resultierende Störkraft	F_{lw}	3796	N

C.2 Referenztrajektorien des Testmanövers

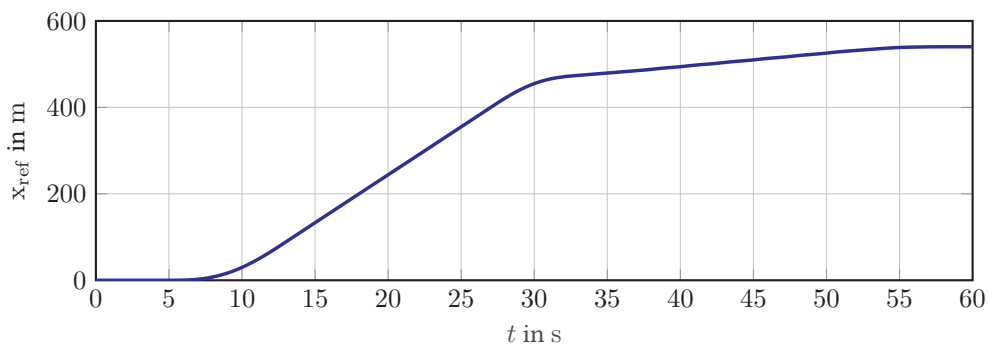


Abbildung C.1: Referenzposition x_{ref} .

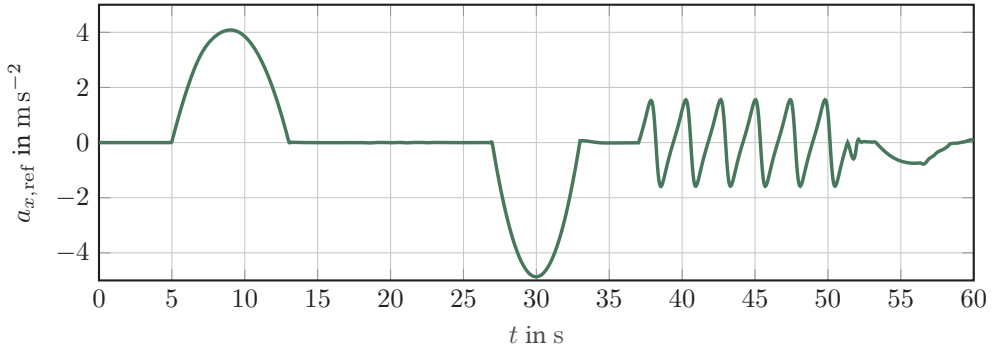


Abbildung C.2: Referenzbeschleunigung $\dot{x}_{ref,1}^{hd} = a_{x,ref}$.

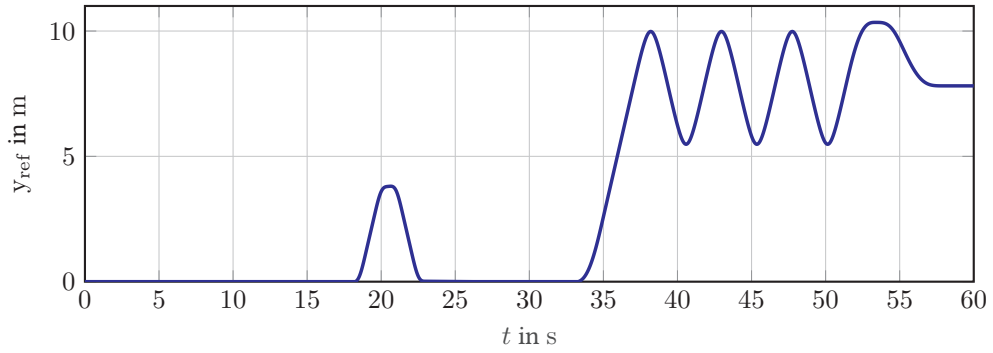


Abbildung C.3: Referenzposition y_{ref} .

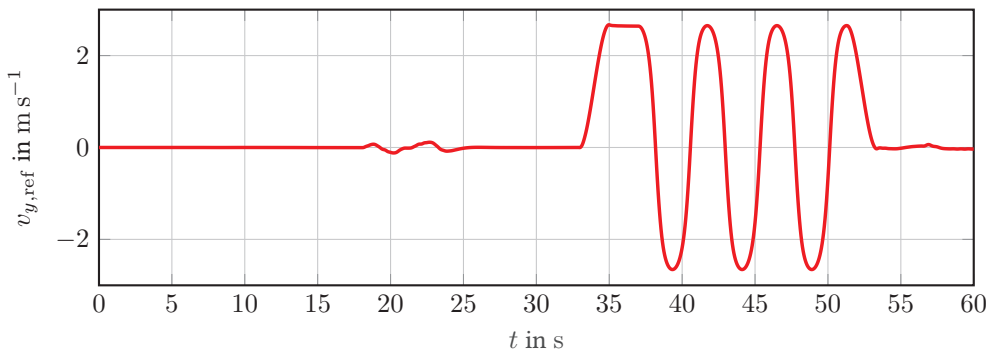


Abbildung C.4: Referenzgeschwindigkeit $\dot{x}_{ref,2}^{hd} = v_{y,ref}$.

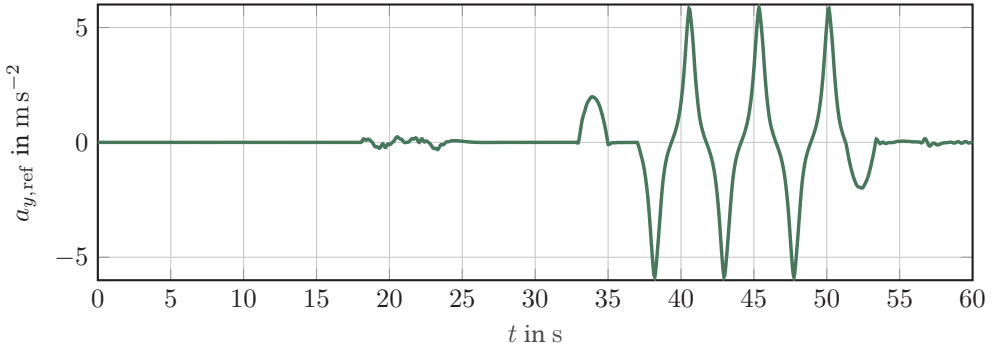


Abbildung C.5: Referenzbeschleunigung $\dot{x}_{\text{ref},2}^{\text{hd}} = a_{y,\text{ref}}$.

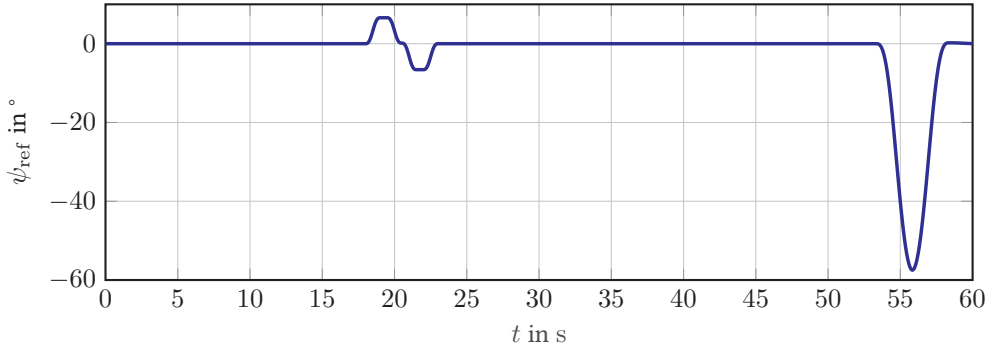


Abbildung C.6: Referenzgierwinkel ψ_{ref} .

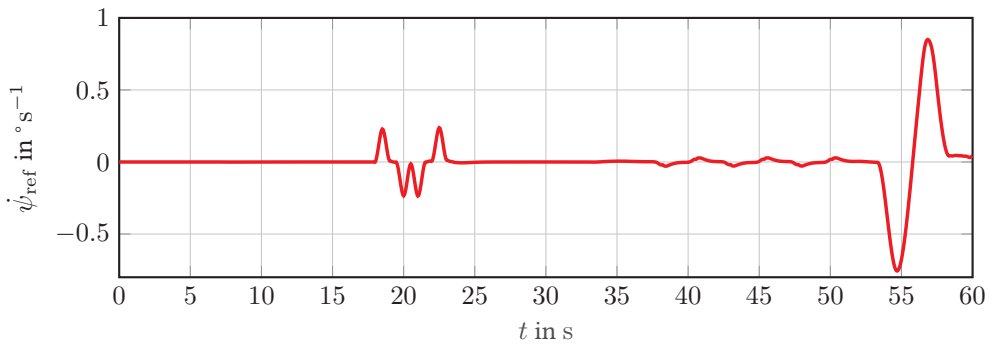


Abbildung C.7: Referenzgiergeschwindigkeit $x_{\text{ref},3}^{\text{hd}} = \dot{\psi}_{\text{ref}}$.

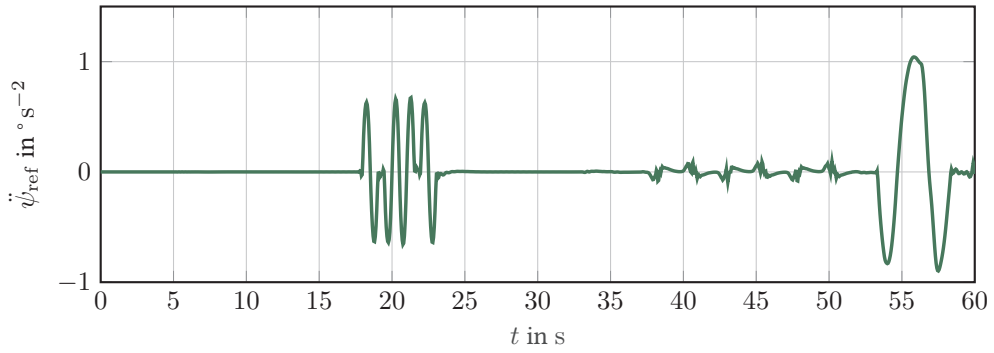


Abbildung C.8: Referenzbeschleunigung $\dot{x}_{\text{ref},3}^{\text{hd}} = \ddot{\psi}_{\text{ref}}$.

C.3 Lenkwinkelverlauf bei einer beschleunigten Kreisfahrt

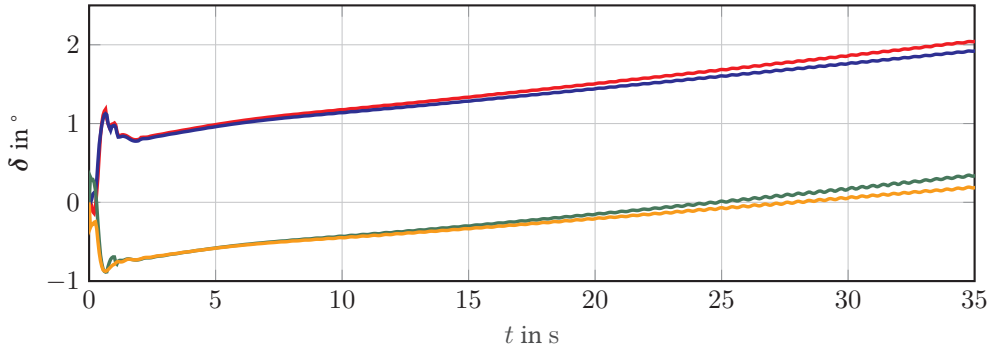


Abbildung C.9: Lenkwinkelverläufe δ einer beschleunigten Kreisfahrt. Zum Beginn lenken Vorder- und Hinterachse gegensinnig, mit steigender Querschleunigung a_y stellen die Räder eine gleichsinnige Lenkung ein. Mit $i = 1$ (rot), 2 (blau), 3 (grün), 4 (gelb).

C.4 Parametrierung der PSO

Tabelle C.2: Parameter der Partikelschwarmoptimierung.

Parameter	Variable	Wert
Explorationsfaktor	λ_v	0,9
Eigene Gewichtung	$\lambda_{\text{PSO},1}$	0,5
Gewichtung der besten Lösung	$\lambda_{\text{PSO},2}$	0,5
Zufällige Gewichtung	$\tilde{k}_{\text{PSO},1}$	0,5
Zufällige Gewichtung	$\tilde{k}_{\text{PSO},2}$	0,5
Mutationsrate	\tilde{m}	0,2
Standardabweichung der Mutation	$\tilde{\sigma}$	0,05
Suchstrategie	–	global
Größe der Population	–	10
Abbruchkriterium Stagnation der Generationen	–	20
Abbruchkriterium maximale Generationen	–	50
Gewichtung in J_e	k_E	(0,2 0,2 0,2)

D Weitere Ergebnisse

D.1 Topologie-Optimierung

Tabelle D.1: Ergebnisse der Black-Box-Optimierung, Topologie 2-5, zur Auslegung der Geometrie der Radaufhängung.

Höhe Längspol	Länge der Lenkachse	Federbein- hebelarm	Radhebelarm	Abstand Rad- träger zu Drehpol
Topologie 2				
$h_{1,v} = 0,355 \text{ m}$	$L_v = 0,254 \text{ m}$	$l_{b,v} = 0,799 \text{ m}$	$l_{r,v} = 0,669 \text{ m}$	$l_{a,v} = 1,162 \text{ m}$
$h_{1,h} = 0,931 \text{ m}$	$L_h = 0,354 \text{ m}$	$l_{b,h} = 0,831 \text{ m}$	$l_{r,h} = 0,670 \text{ m}$	$l_{a,h} = 1,486 \text{ m}$
Topologie 3				
$h_{1,v} = 0,095 \text{ m}$	$L_v = 0,324 \text{ m}$	$l_{b,v} = 0,833 \text{ m}$	$l_{r,v} = 0,807 \text{ m}$	$l_{a,v} = 0,532 \text{ m}$
$h_{1,h} = 0,643 \text{ m}$	$L_h = 0,383 \text{ m}$	$l_{b,h} = 0,921 \text{ m}$	$l_{r,h} = 0,592 \text{ m}$	$l_{a,h} = 0,640 \text{ m}$
Topologie 4				
$h_{1,v} = 0,257 \text{ m}$	$L_v = 0,207 \text{ m}$	$l_{b,v} = 0,828 \text{ m}$	$l_{r,v} = 0,778 \text{ m}$	$l_{a,v} = 1,035 \text{ m}$
$h_{1,h} = 0,936 \text{ m}$	$L_h = 0,336 \text{ m}$	$l_{b,h} = 0,936 \text{ m}$	$l_{r,h} = 0,759 \text{ m}$	$l_{a,h} = 0,894 \text{ m}$
Topologie 5				
$h_{1,v} = 0,259 \text{ m}$	$L_v = 0,251 \text{ m}$	$l_{b,v} = 0,905 \text{ m}$	$l_{r,v} = 0,783 \text{ m}$	$l_{a,v} = 0,924 \text{ m}$
$h_{1,h} = 0,889 \text{ m}$	$L_h = 0,366 \text{ m}$	$l_{b,h} = 0,800 \text{ m}$	$l_{r,h} = 0,808 \text{ m}$	$l_{a,h} = 0,572 \text{ m}$

D.2 Fahrwerk

Störgrößen an den Lenkwinkelsystemen $i = 1$ (rot), 2 (blau), 3 (grün), 4 (gelb)

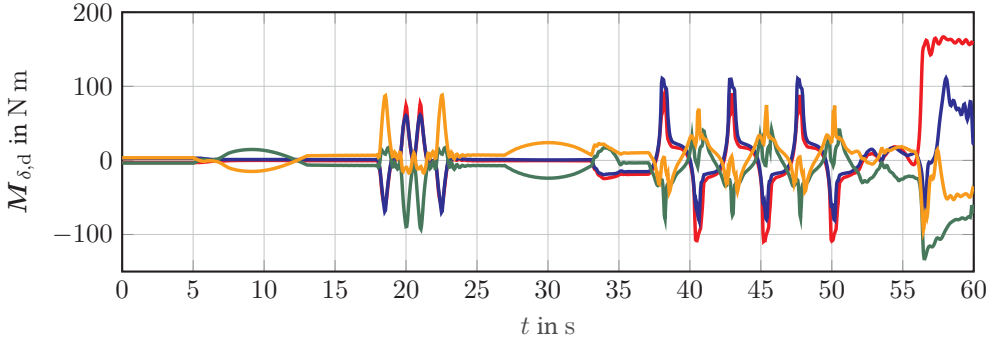


Abbildung D.1: Stördrehmomente des Lenkwinkelsystems $M_{\delta,d}$ während des Testmanövers.

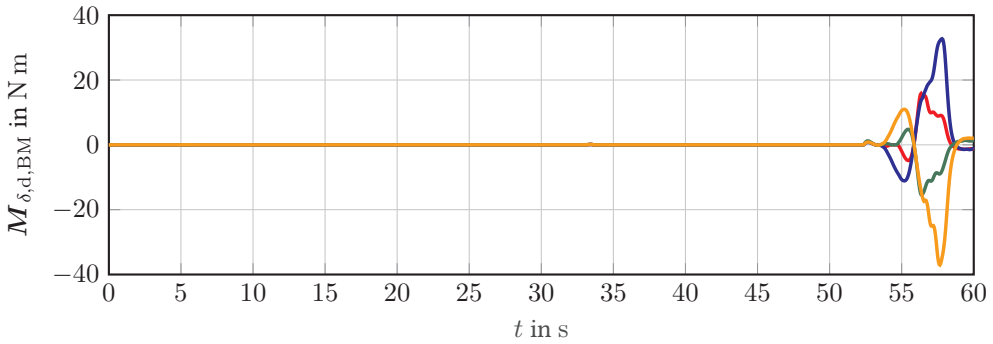


Abbildung D.2: Störgröße durch das Bohrmoment $M_{\delta,d,BM}$ während des Testmanövers.

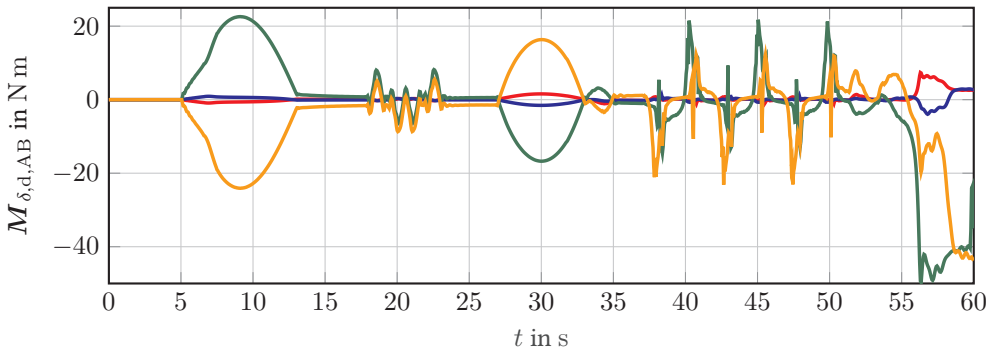


Abbildung D.3: Störgröße durch Antrieb und Bremse $M_{\delta,d,AB}$ während des Testmanövers.

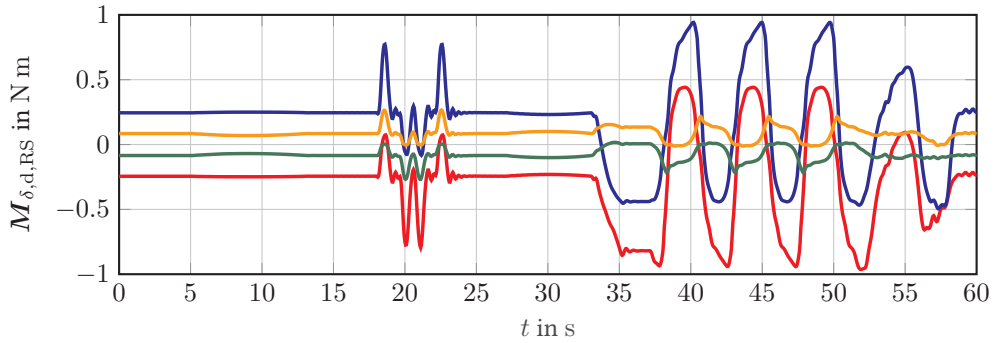


Abbildung D.4: Störgröße durch Radsturz $M_{\delta,d,RS}$ während des Testmanövers.

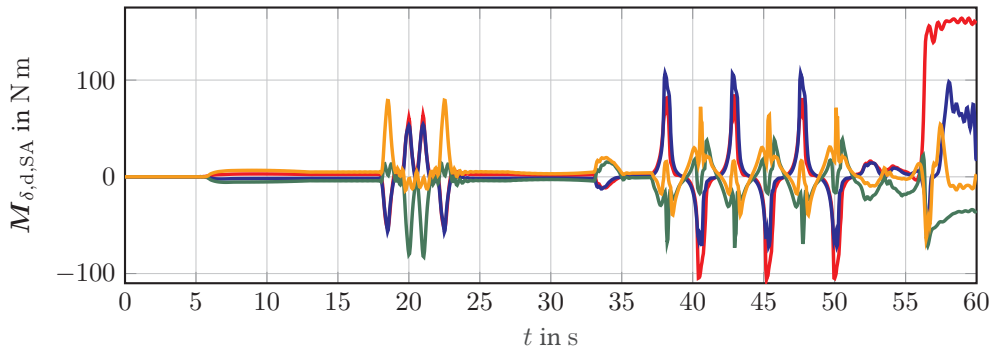


Abbildung D.5: Störgröße durch Schrägkaufwinkel $M_{\delta,d,SA}$ während des Testmanövers.

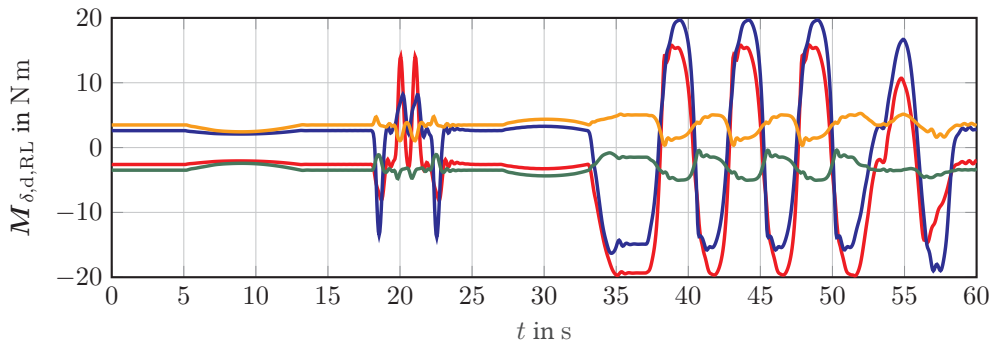


Abbildung D.6: Störgröße durch die dynamische Radlast $M_{\delta,d,RL}$ während des Testmanövers.

Störgrößen an den Raddrehzahlssystemen

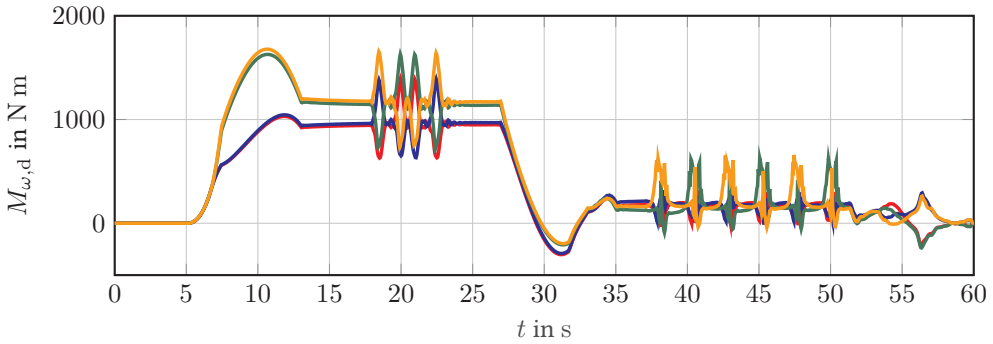


Abbildung D.7: Stördrehmomente des Raddrehzahlsystems $M_{\omega,d,RS}$ während des Testmanövers.

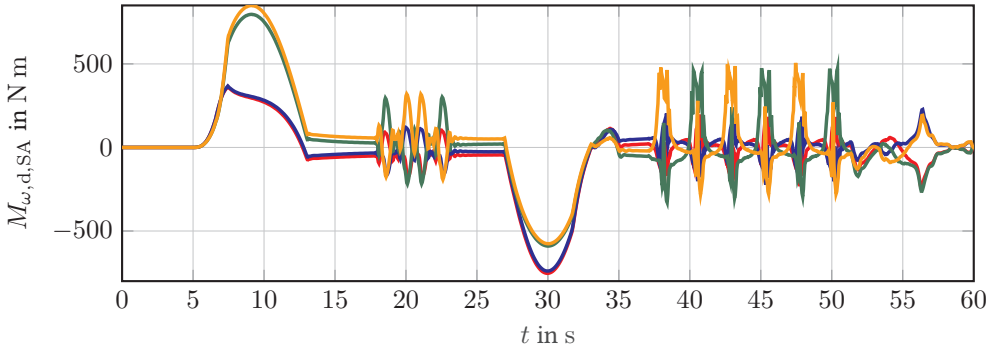


Abbildung D.8: Stördrehmoment $M_{\omega,d,SA}$ durch Wechselwirkungen mit der Fahrbahn während des Testmanövers.

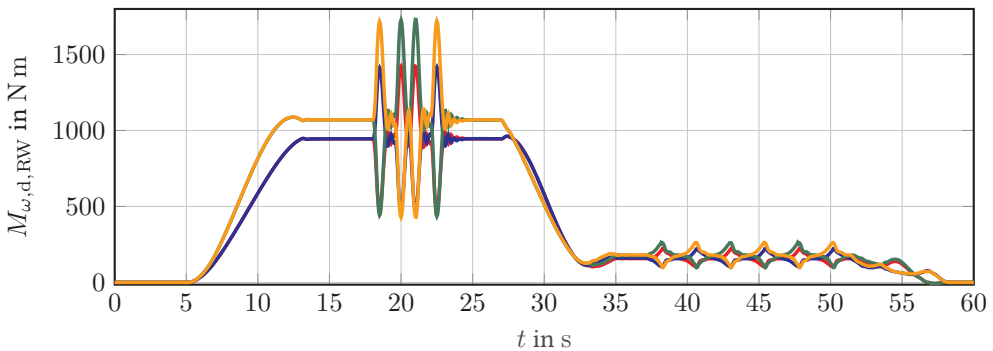


Abbildung D.9: Stördrehmoment $M_{\omega,d,RW}$ durch Rollwiderstände während des Testmanövers.

Kinematik des Fahrwerks

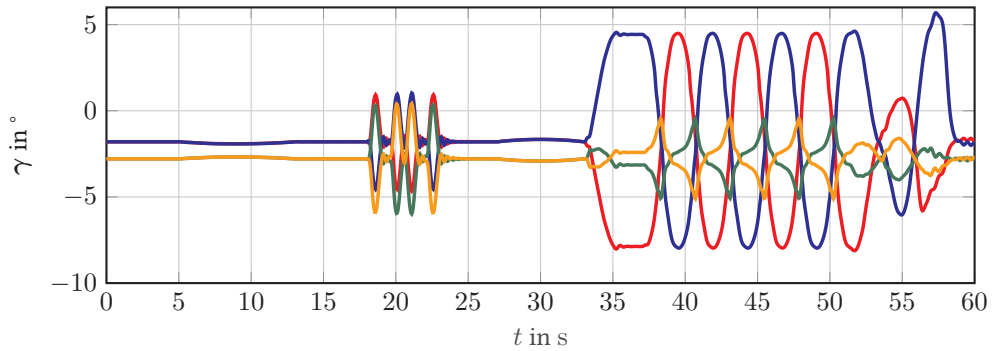


Abbildung D.10: Sturzwinkel γ während des Testmanövers.

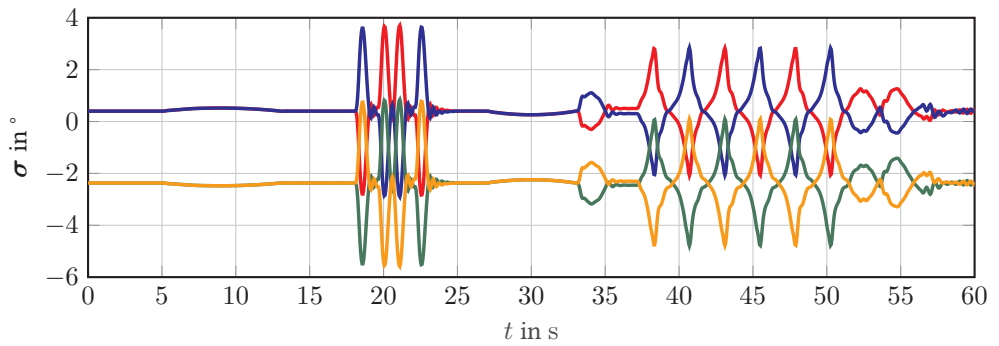


Abbildung D.11: Spreizungswinkel σ während des Testmanövers.

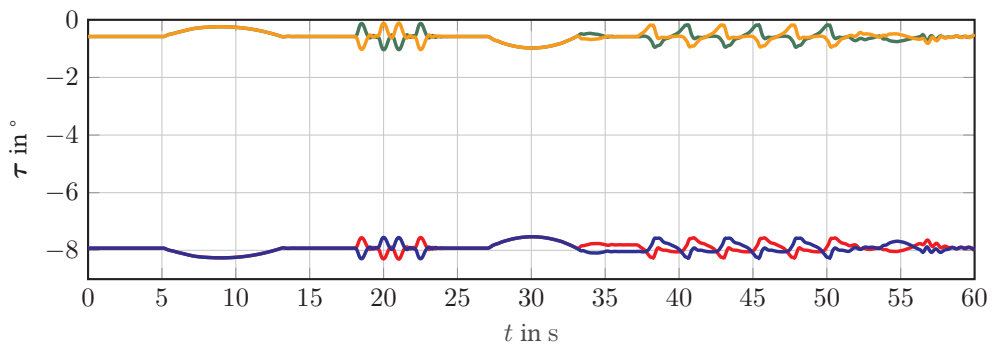


Abbildung D.12: Nachlaufwinkel τ während des Testmanövers.

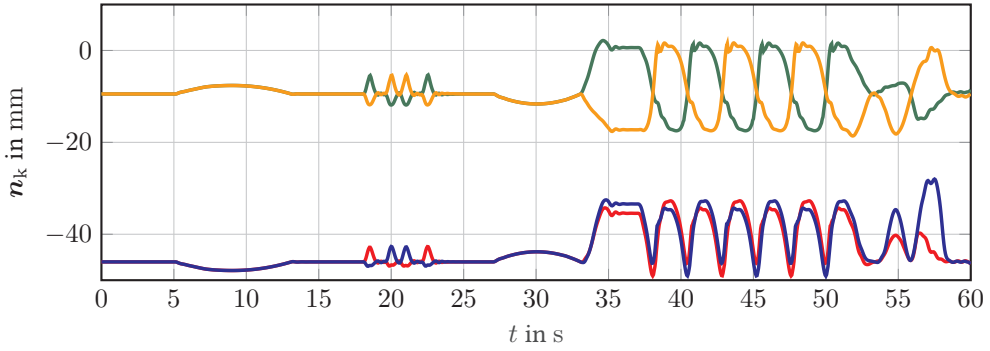


Abbildung D.13: Nachlaufstrecke r_k während des Testmanövers.

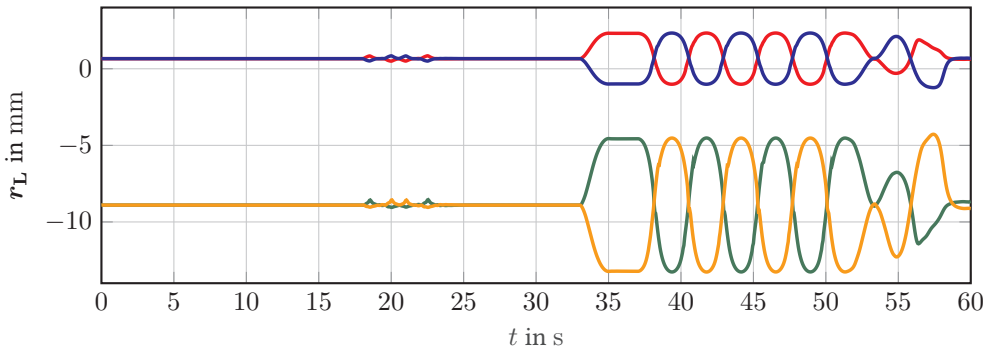


Abbildung D.14: Lenkrollhalbmesser r_L während des Testmanövers.

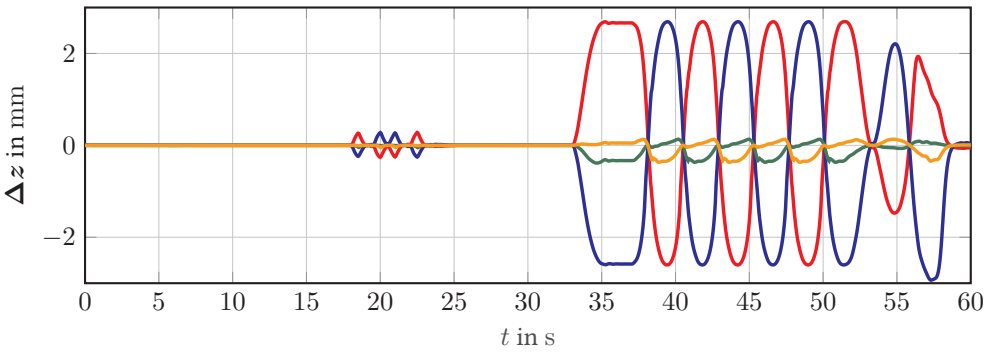


Abbildung D.15: Raderhebung Δx^{wdz} bedingt durch Radhub- und Radlenkkinematik während des Testmanövers.

D.3 Radmodulregelung

Störgrößenbeobachter Lenkwinkel $i = 2, 3, 4$

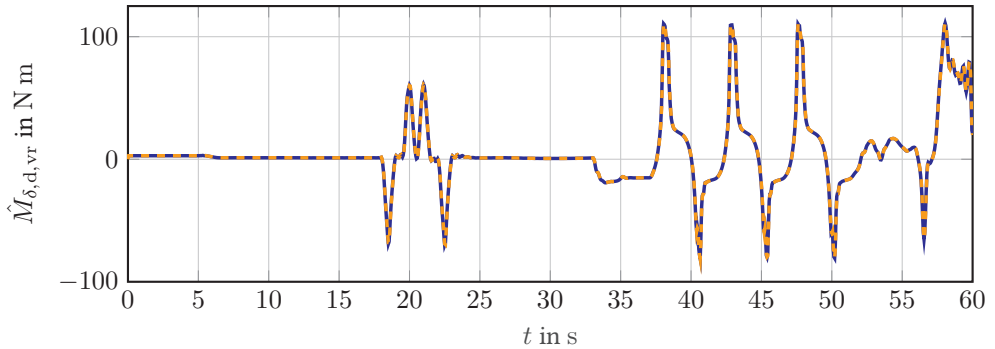


Abbildung D.16: Beobachtete Störgröße $\hat{M}_{\delta,d,vr}$ (orange, gestrichelt) und tatsächliche Störgröße $M_{\delta,d,vr}$ (blau).

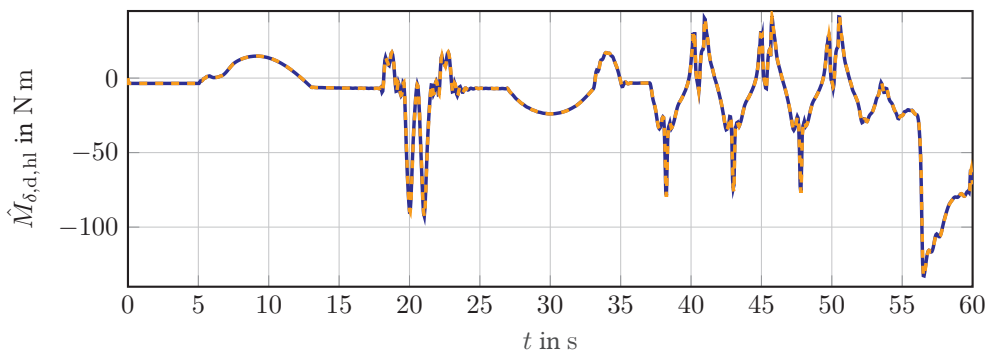


Abbildung D.17: Beobachtete Störgröße $\hat{M}_{\delta,d,hl}$ (orange, gestrichelt) und tatsächliche Störgröße $M_{\delta,d,hl}$ (blau).

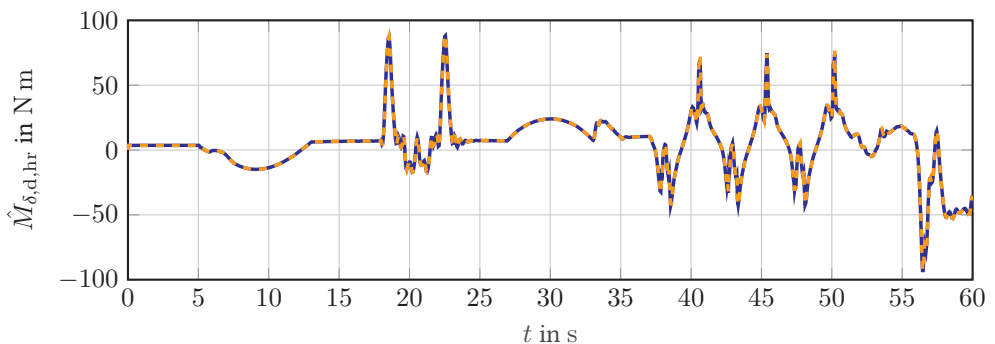


Abbildung D.18: Beobachtete Störgröße $\hat{M}_{\delta,d,hr}$ (orange, gestrichelt) und tatsächliche Störgröße $M_{\delta,d,hr}$ (blau).

Regelfehler Lenkwinkel $i = 2, 3, 4$

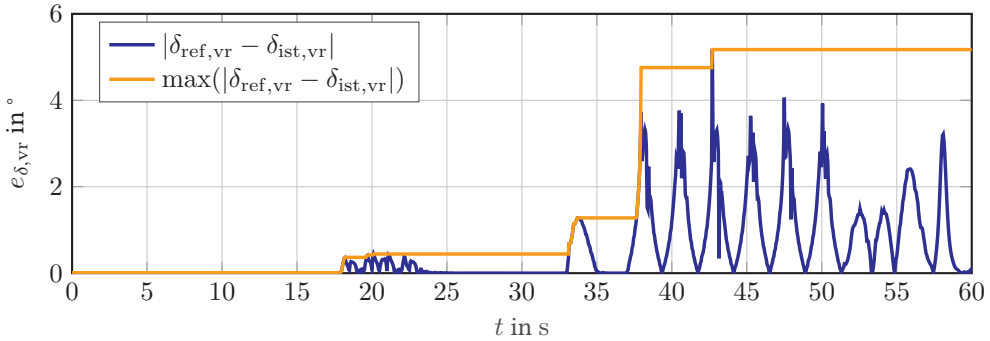


Abbildung D.19: Betrag des Regelfehlers der Lenkwinkelregelung $|e_{\delta, vr}|$ (blau) und maximaler Regelfehler $|\max(e_{\delta, vr})|$ (orange) während des Testmanövers.

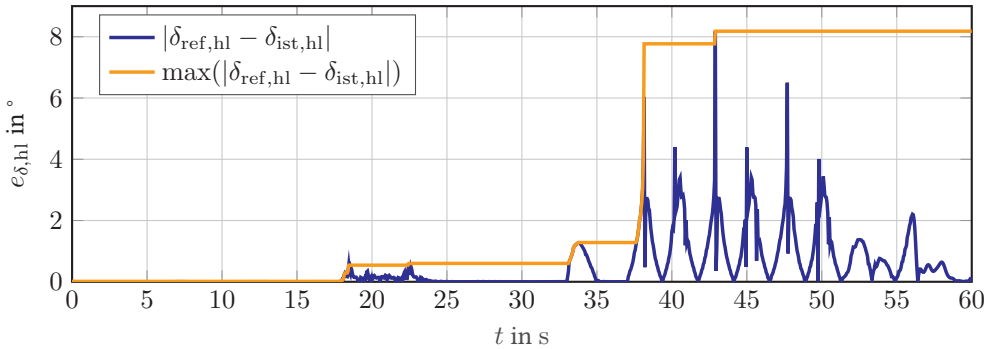


Abbildung D.20: Betrag des Regelfehlers der Lenkwinkelregelung $|e_{\delta, hl}|$ (blau) und maximaler Regelfehler $|\max(e_{\delta, hl})|$ (orange) während des Testmanövers.

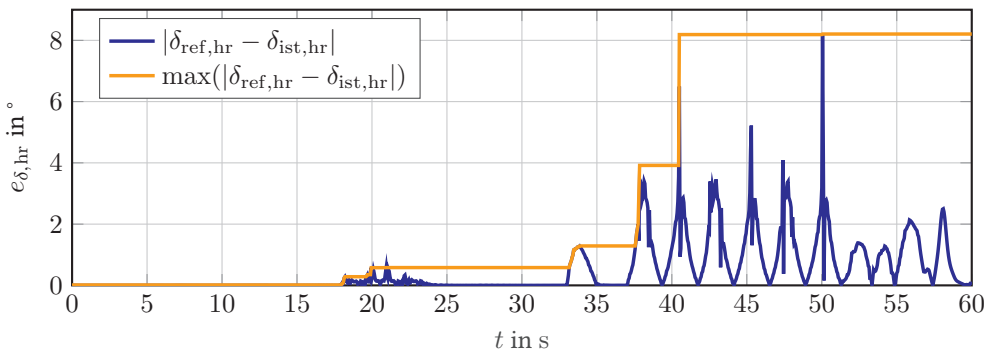


Abbildung D.21: Betrag des Regelfehlers der Lenkwinkelregelung $|e_{\delta, hr}|$ (blau) und maximaler Regelfehler $|\max(e_{\delta, hr})|$ (orange) während des Testmanövers.

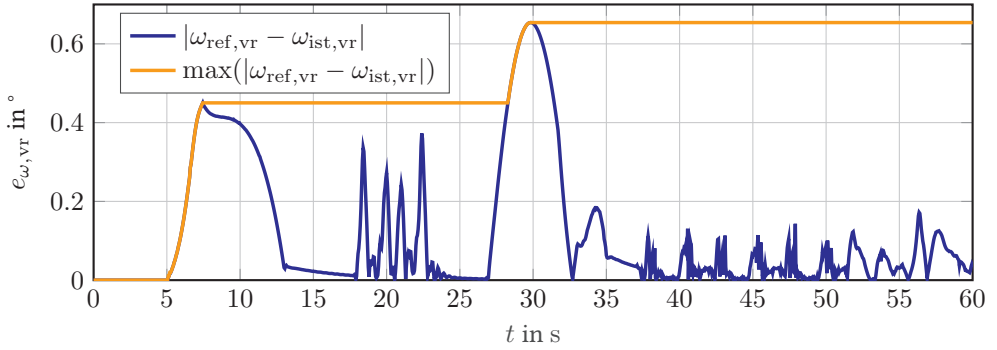
Regelfehler Raddrehzahl $i = 2, 3, 4$ 

Abbildung D.22: Betrag des Regelfehlers der Raddrehzahlregelung $|e_{\omega, vr}|$ (blau) und maximaler Regelfehler $|\max(e_{\omega, vr})|$ (orange) während des Testmanövers.

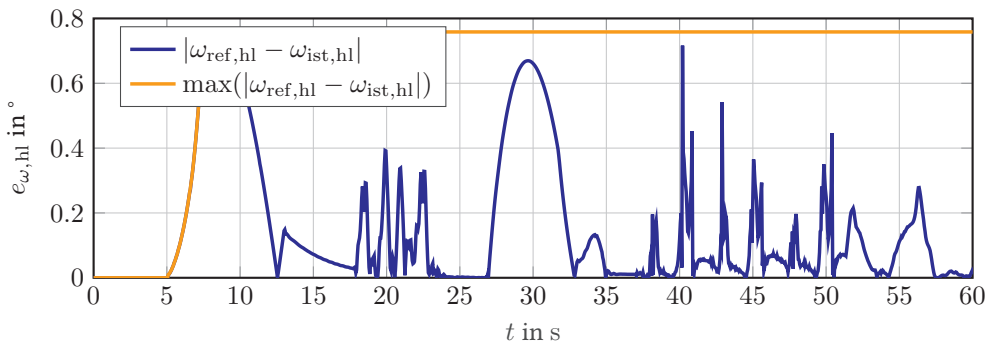


Abbildung D.23: Betrag des Regelfehlers der Raddrehzahlregelung $|e_{\omega, hl}|$ (blau) und maximaler Regelfehler $|\max(e_{\omega, hl})|$ (orange) während des Testmanövers.

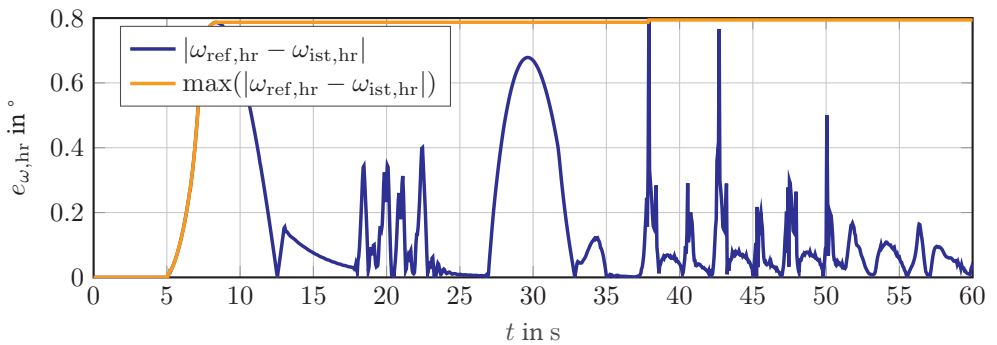


Abbildung D.24: Betrag des Regelfehlers der Raddrehzahlregelung $|e_{\omega, hr}|$ (blau) und maximaler Regelfehler $|\max(e_{\omega, hr})|$ (orange) während des Testmanövers.

D.4 Radmodul-Führungsgrößenbestimmung

Regelfehler Raddrehzahl $i = 1$ (rot), 2 (blau), 3 (grün), 4 (gelb)

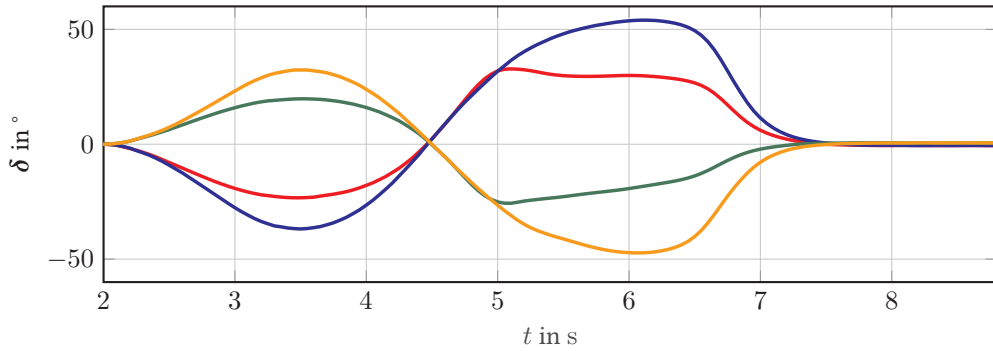


Abbildung D.25: Detailbetrachtung der Referenzlenkwinkel δ_{ref} beim Einparken.

E Ergänzungen

E.1 Die atan2 (y, x)-Funktion

Aufgrund des beschränkten Wertebereichs der $\phi = \text{atan}(y/x)$ -Funktion von $\phi \in [-\pi/2, \pi/2]$ sowie einer Singularität bei $x = 0$ wird zur Vier-Quadranten-Inversion der $\tan(\phi)$ -Funktion die $\text{atan2}(y, x)$ -Funktion verwendet.

Die $\text{atan2}(y, x)$ -Funktion ist definiert nach [UVD11] zu

$$\text{atan2}(y, x) = \begin{cases} \text{atan}\left(\frac{y}{x}\right) & \text{wenn } x > 0 \\ \pi + \text{atan}\left(\frac{y}{x}\right) & \text{wenn } y \geq 0, x < 0 \\ -\pi + \text{atan}\left(\frac{y}{x}\right) & \text{wenn } y < 0, x < 0 \\ \frac{\pi}{2} & \text{wenn } y > 0, x = 0 \\ -\frac{\pi}{2} & \text{wenn } y < 0, x = 0 \\ \text{undefiniert} & \text{wenn } y = 0, x = 0 \end{cases} .$$

Da es beim letzten Fall in der Definition zu Problemen beim Anfahren aus dem Stillstand kommt, wird die Funktion zu

$$\text{atan2}(y, x) = \begin{cases} \text{atan}\left(\frac{y}{x}\right) & \text{wenn } x > 0 \\ \pi + \text{atan}\left(\frac{y}{x}\right) & \text{wenn } y \geq 0, x < 0 \\ -\pi + \text{atan}\left(\frac{y}{x}\right) & \text{wenn } y < 0, x < 0 \\ \frac{\pi}{2} & \text{wenn } y > 0, x = 0 \\ -\frac{\pi}{2} & \text{wenn } y < 0, x = 0 \\ 0 & \text{wenn } y = 0 \end{cases}$$

ergänzt. Dadurch wird der Wertebereich zu $\phi \in [-\pi, \pi]$ für alle $x, y \in \mathbb{R}$ erweitert.

E.2 Partikelschwarmoptimierung

Die Partikelschwarmoptimierung (PSO) ist ein Optimierungsverfahren der Metaheuristiken¹. Das Vorbild dieses Verfahrens ist das biologische Schwarmverhalten, z. B. von Vögeln. Das Verhalten der Tiere beschreibt Gesetzmäßigkeiten, die im übertragenen Sinne durch die PSO

¹ Für Problemstellungen deren Struktur, z. B. schlecht definiertes Gütemaß, oder Komplexität, z. B. durch eine hohe Anzahl Optimierungsparameter, dazu führt, dass kein Optimierungsalgorithmus das globale Optimum in akzeptabler Zeit oder überhaupt ein lokales Optimum findet.

abgebildet werden. Im Fokus steht dabei das Verhalten des Individuums in der Gruppe. Während das einzelne Individuum einen Mindestabstand zu den anderen Individuen hält ohne sich aus der Gruppe zu lösen, adaptiert es die gesamte Gruppenbewegung. Die Suche nach einem Rastplatz oder einer optimalen Futterstelle wird dabei häufig als Analogie zum Gütemaß betrachtet.

Ein erster Algorithmus der PSO wird in [KE95] und [EK95] zum Lösen kontinuierlicher Black-Box-Optimierungsprobleme eingeführt. Im Gegensatz zu den Evolutionären Algorithmen tauschen die Elemente der PSO (Partikel) miteinander Informationen aus ohne zu konkurrieren² und berücksichtigen ihre eigene Historie. Der populationsbasierte Ansatz besteht dadurch aus einer Anzahl Partikel I_{PSO} . Das Verhalten innerhalb dieser Population wird durch die übergeordnete Gruppendynamik sowie das individuelle Verhalten des Individuums zusammengesetzt, wobei letzteres die Gruppendynamik anregt. Jedes Individuum führt drei Schritte zur Anpassung des eigenen Verhaltens³ durch.

1. **Bewertung** des Gruppenverhaltens
2. **Vergleich** mit dem eigenen Verhalten
3. **Adaption** des eigenen Verhaltens

Die Intelligenz des Verhaltens, bzw. die Effizienz des Verfahrens, wird Emergenz genannt. Ohne eine implizite Lösungsstrategie oder das Abbilden einer geordneten Struktur aus der Interaktion der Elemente, ist das Kollektiv in der Lage eine (global optimale) Lösung zu finden. Dabei können Eigenschaften des Systems nicht unmittelbar auf Eigenschaften der Elemente zurückgeführt werden. Die PSO als Optimierungsverfahren wird deshalb durch eine geeignete statistische Versuchsplanung bei der Initialisierung sowie der Abbildung der Korrelation der Faktoren (Parameter hinter den Partikeln) gegenüber dem Gütemaß gestützt. Dadurch wird der fehlende interpretative Charakter der PSO ergänzt. [Led12]

Ein wesentlicher Nachteil der PSO ist eine mögliche frühe Konvergenz der Population in ein lokales Optimum [Lov02]. Allerdings beschreibt [Ang98], dass dieses Verhalten gegenüber Evolutionären Algorithmen, auch bei Problemstellungen mit einer hohen Anzahl lokaler Optima, geringeren Einfluss hat. Bei einigen Anwendungen wurde eine bessere Performanz der PSO gegenüber den Evolutionären Algorithmen gezeigt. Hervorzuheben sind die schnellere und robustere Konvergenz ([KS98], [VPMO03] und [Omr05]).

Die Partikelschwarmoptimierung wird innerhalb des Auslegungsverfahrens dieser Arbeit als Optimierungsverfahren angewandt.

E.2.1 Grundlegende Funktionsweise einer PSO

Jedes Partikel der Population $i \in I_{\text{PSO}}$ ist eine Lösung des Optimierungsproblems. Jedem Partikel i wird eine Position $x_{\text{PSO},i}$ und eine Geschwindigkeit $v_{\text{PSO},i}$ zugewiesen. Die Start-

² *Survival of the Fittest* bei Evolutionären Algorithmen

³ Einige Analogien zur Biologie und Psychologie sind in [Led12] aufgeführt.

werte $(x_{\text{PSO},i,0}, v_{\text{PSO},i,0})$ der Partikel werden bei der Initialisierung zufällig ausgewählt. Für ein Individuum wird die eigene beste Lösung als Historie in $x_{\text{PSO},i}^*$ und für die Population in x_{PSO}^\diamond gespeichert.

In jeder Iteration k des Algorithmus wird als erstes die Bewertung der Fitness des Individuums durch eine Fitnessfunktion⁴ F der aktuellen Position des Individuums bestimmt. Es resultiert $x_{\text{PSO},i}^*$, wenn die aktuelle Fitness die beste gegenüber der davor gefundenen Positionen darstellt. Darauf aufbauend erfolgt der Vergleich der Fitness jedes Partikels mit der höchsten Fitness der Population x_{PSO}^\diamond . Hat eines der Partikel einen bessern Wert, wird x_{PSO}^\diamond überschrieben. Algorithmus 2 berechnet diese beiden Schritte Bewertung und Vergleich.

Algorithmus 2 Bewertung und Vergleich der Partikelschwarmoptimierung

```

1: procedure AUSWERTUNG( $x_{\text{PSO},i}^*, x_{\text{PSO},i}^\diamond, I_{\text{PSO}}$ )
2:   for  $i = 1$  to  $|I_{\text{PSO}}|$  do
3:      $\tilde{x} := F(x_{\text{PSO},i})$ 
4:     if  $\tilde{x} > F(x_{\text{PSO},i}^*)$  then
5:        $x_{\text{PSO},i}^* = \tilde{x}$ 
6:     end if
7:
8:     if  $\tilde{x} > F(x_{\text{PSO}}^\diamond)$  then
9:        $x_{\text{PSO}}^\diamond = \tilde{x}$ 
10:    end if
11:  end for
12:
13:  return  $x_{\text{PSO}}^\diamond$  and  $x_{\text{PSO},i}^* \forall i \in I_{\text{PSO}}$ 
14: end procedure

```

Die Adaption der Partikel erzielt im dritten Schritt des Verfahrens in jeder Iteration k eine Anpassung der Bewegungsgeschwindigkeit der Partikel im Lösungsraum. Die Geschwindigkeitsadaption erfolgt durch

$$v_{\text{PSO},i}(k+1) = \lambda_v v_{\text{PSO},i}(k) + \lambda_{\text{PSO},1} \tilde{k}_{\text{PSO},1} (x_{\text{PSO},i}^* - x_{\text{PSO},i}(k)) + \lambda_{\text{PSO},2} \tilde{k}_{\text{PSO},2} (x_{\text{PSO}}^\diamond - x_{\text{PSO},i}(k)) \quad (\text{E.1})$$

wodurch die Positionsänderung durch

$$x_{\text{PSO},i}(k+1) = x_{\text{PSO},i}(k) + v_{\text{PSO},i}(k+1) \quad (\text{E.2})$$

erfolgt. Dabei bestimmt die Gewichtung λ_v , auch als Explorationsfaktor bezeichnet, den Einfluss der Geschwindigkeit der vorhergehenden Iteration $v_{\text{PSO},i}(k)$. Ein hoher Wert führt zu einer stärkeren Exploration des Lösungsraums, ein niedrigerer zur Suche um die aktuelle Position. Die Kombination aus den Gewichtungsfaktoren $\lambda_{\text{PSO},1}$ und $\lambda_{\text{PSO},2}$ zusammen mit

⁴ Die Fitnessfunktion beschreibt wie gut ein Partikel das zugrunde liegende Optimierungsproblem löst.

zwei Zufallszahlen $\tilde{k}_{\text{PSO},1}$ und $\tilde{k}_{\text{PSO},2}$ gewichten zwischen der Suche in der Nachbarschaft um die Position des Partikels mit der fittesten Position $x_{\text{PSO}}^{\diamond}$ und der Nachbarschaft der bislang besten Position $x_{\text{PSO},i}^*$ des Partikels selbst. Die Bewegung des Partikels ist beispielhaft in Abbildung E.1 abgebildet.

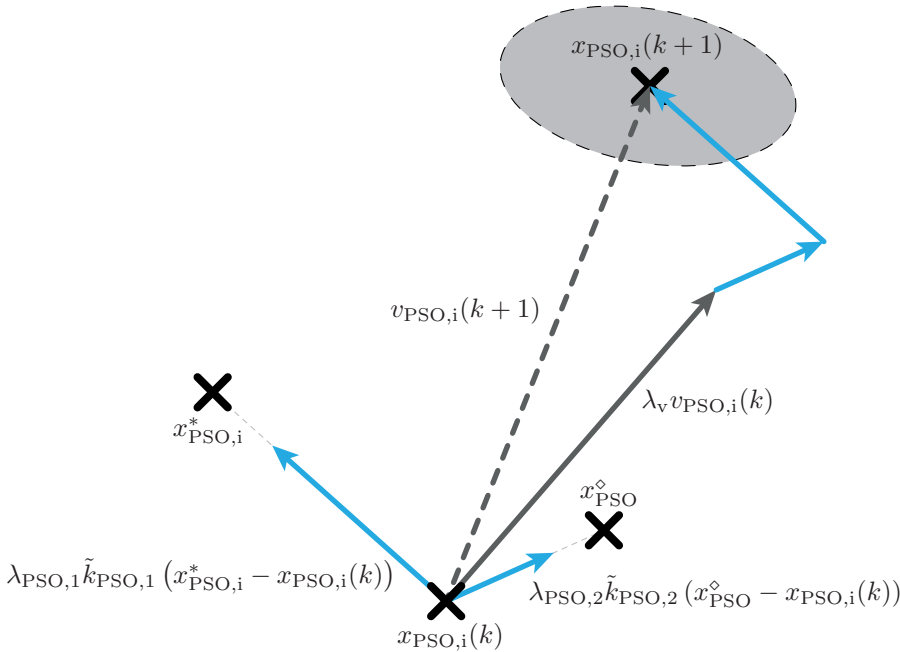


Abbildung E.1: Beispielhafte Darstellung der Bewegung eines Partikels im Lösungsraum. Die graue Ellipse stellt einen Normalverteilten Zielbereich für $\tilde{k}_{\text{PSO},1}, \tilde{k}_{\text{PSO},2} \in [0, 1]$ dar.

Für $\lambda_{\text{PSO},1} > \lambda_{\text{PSO},2}$ mit $\tilde{k}_{\text{PSO},1} = \tilde{k}_{\text{PSO},2} = 1$ resultiert, dass die Population zunächst stärker exploriert, da die einzelnen Partikel zum dominanten Partikel angezogen werden, und sich dadurch die Geschwindigkeit erhöht. Daraus folgt eine schnelle Konvergenz, aber auch eine Verkleinerung des Suchraumes, wodurch gegebenenfalls nur ein lokales Optimum gefunden wird. Mit $\lambda_{\text{PSO},1} < \lambda_{\text{PSO},2}$ und $\tilde{k}_{\text{PSO},1} = \tilde{k}_{\text{PSO},2} = 1$ wird durch eine langsamere Konvergenz der Lösungsraum umfangreicher durchsucht, aber bei einer zu niedrigen Anzahl Iterationen gegebenenfalls nicht das globale Optimum gefunden. Die beiden Gewichtungen könne sich während der Durchführung verändern, die Zufallszahlen dienen als Möglichkeit eine Art Mutation⁵ der Partikel anzustoßen [Led12].

Die Durchführung der PSO erfolgt mit der Software optiSLang [Dyn21]. Die Tabelle mit den Parametern wird in Anhang C aufgeführt.

⁵ Vergleichbar mit der Mutation und Rekombination der Evolutionären Algorithmen.

Literaturverzeichnis

Öffentlich zugängliche Quellen

- [AKB06] ANDREASSON, J. ; KNOBEL, C. ; BÜNTE, T.: On Road Vehicle Motion Control-striving towards synergy. In: *8th International Symposium on Advanced Vehicle Control*, 2006
- [Alb09] ALBERS, I.: *Auslegungs- und Optimierungswerkzeuge für die effiziente Fahrwerkentwicklung*, RWTH Aachen, Diss., 2009
- [Ang98] ANGELINE, P.: Evolutionary Optimization versus Particle Swarm Optimization: Philosophy and Performance Difference. In: *7th Annual Conference on Evolutionary Programming*, 1998
- [AZN⁺15] ARIFF, M. H. M. ; ZAMZURI, H. ; NORDIN, M. A. M. ; YAHYA, W. J. ; MAZLAN, S. A. ; RAHMAN, M. A. A.: Optimal control strategy for low speed and high speed four-wheel-active steering vehicle. In: *Journal of Mechanical Engineering and Sciences* 8 (2015), S. 1516–1528
- [BASS⁺11] BREMBECK, J. ; A. SCHAUB, L. M. H. ; SATZGER, C. ; TOBOLAR, J. ; BALS, J. ; HIRZINGER, G.: ROMO - The Robotic Electric Vehicle. In: *22nd IAVSD International Symposium on Dynamics of Vehicle on Roads and Tracks*, 2011
- [BCL09] BAFFET, G. ; CHARARA, A. ; LECHNER, D.: Estimation of vehicle sideslip, tire force and wheel cornering stiffness. In: *Control Engineering Practice* 17 (2009), S. 1255–1264
- [Bec00] BECKER, K.: *Subjektive Fahreindrücke sichtbar machen*. expert verlag, 2000
- [Bot08] BOTEV, S.: *Digitale Gesamtfahrzeugabstimmung für Ride und Handling*, Technische Universität Berlin, Diss., 2008
- [Bra13] BRANDT, S.: *Datenanalyse für Naturwissenschaftler und Ingenieure*. Springer, 2013
- [Bri87] BRITISH STANDARDS: *BS 6841: Guide to measurement and evaluation of human exposure to whole-body mechanical vibration and repeated shock*. 1987
- [Böh10] BÖHM, D. F.: *Integrierte Darstellungs- und Simulationsmethoden in der konzeptionellen Fahrwerksentwicklung*, Technische Universität Graz, Diplomarbeit, 2010

- [Böh15] BÖHLKE, T.: *Skript zur Vorlesung Technische Mechanik II*. 2015. – Skript zur Vorlesung
- [Bös14] BÖS, M.: *Untersuchung und Optimierung der Fahrkomfort- und Fahrdynamikeigenschaften von Radladern unter Berücksichtigung der prozessspezifischen Randbedingungen*, Karlsruher Institut für Technologie, Diss., 2014
- [Del13] DELFT-TYRE TASS INTERNATIONAL: *MF-Tyre/MF-Swift 6.2 Help Manual*. 2013
- [Det05] DETTKI, F.: *Methoden zur objektiven Bewertung des Geradeauslaufs von Personenkraftwagen*, Universität Stuttgart, Diss., 2005
- [DL18] DU, Y. ; LIU, C.: Velocity Control Strategies to Improve Automated Vehicle Driving Comfort. In: *IEEE Intelligent Transportation Systems Magazine* 10 (2018), S. 8–18
- [DTT21] DTT – DAS TESLA TEAM: *Dual Motor Model S and Autopilot*. https://www.tesla.com/de_DE/blog/dual-motor-model-s-and-autopilot. Version: 2021. – Zuletzt abgerufen: 28.07.2021
- [Dyn21] DYNARDO: *optiSLang*. https://www.dynardo.de/fileadmin/Material_Dynardo/dokumente/broschuere/Brosch_optiSLang_eng_P_web.pdf. Version: 2021. – Zuletzt abgerufen: 29.07.2021
- [Eck15] ECKERT, M.: *Energieoptimale Fahrdynamikregelung mehrmotoriger Elektrofahrzeuge – Am Beispiel eines Antriebsstrangkonzpts mit radindividuellen Antrieben*, Karlsruher Institut für Technologie, Diss., 2015
- [Eck16] ECKERLE, S.: *Fahrwerkskonzept für omnidirektionale Fahrmanöver mittels radindividueller Antriebe und Lenkung*, Karlsruher Institut für Technologie, Masterarbeit, 2016
- [EG17] ERSOY, M. ; GIES, S.: *Fahrwerkhandbuch – Grundlagen-Fahrdynamik-Fahrverhalten-Komponenten-Elektronische Systeme-Fahrerassistenz-Autonomes Fahren-Perspektiven*. Springer, 2017
- [Ein10] EINSLE, S.: *Analyse und Modellierung des Reifenübertragungsverhaltens bei transienten und extremen Fahrmanövern*, Technische Universität Dresden, Diss., 2010
- [EK95] EBERHART, R. C. ; KENNEDY, J.: A New Optimizer Using Particle Swarm Theory. In: *6th International Symposium on Micro Machine and Human Science*, 1995
- [ESBM21] EHSANI, M. ; SINGH, K. V. ; BANSAL, H. O. ; MEHRJARDI, R. T.: State of the Art and Trends in Electric and Hybrid Electric Vehicles. In: *Proceedings of the IEEE* 109 (2021), S. 967–984
- [Fah13] FAHINI, F.: Full drive-by-wire dynamic control for four-wheel-steer all-wheel-drive vehicles. In: *Vehicle System Dynamics* 51 (2013), S. 360–376

- [FD94] FÖLLINGER, O. ; DÖRRSCHEIDT, F.: *Regelungstechnik: Einführung in die Methoden und ihre Anwendung*. Hüthig, 1994
- [FHRa19] FREY, M. ; HAN, C. ; RÜGAMER, D. ; AND, D. S.: *Automatisiertes mehrdirektionales Fahrwerksystem auf Basis radselektiver Radantriebe (OmniSteer)*. 2019. – Abschlussbericht
- [GM20] GALLO, M. ; MARINELLI, M.: Sustainable Mobility: A Review of Possible Actions and Policies. In: *MDPI Sustainability* 12 (2020)
- [Gri90] GRIFFIN, M. J.: *Handbook of Human Vibration*. Elsevier, 1990
- [GU17] GAUTERIN, F. ; UNRAU, H.-J.: *Grundlagen der Fahrzeugtechnik II*. 2017. – Skript zur Vorlesung
- [Hoe13] HOEDT, J.: *Fahrdynamikregelung für fehlertolerante X-By-Wire-Antriebsstopologien*, Technischen Universität Darmstadt, Diss., 2013
- [HSBB12] HIRZINGER, G. ; SCHAUB, A. ; BREMBECK, J. ; BURSCHKA, D.: *RoboMobil – das robotische Elektromobil mit kamerabasiertem Autonomieansatz*. 2012
- [Int99b] INTERNATIONAL ORGANIZATION FOR STANDARDIZATION: *ISO 3888: Passenger cars – Test track for a severe lane-change manoeuvre – Part 1: Double lane-change*. 1999
- [Int10] INTERNATIONAL ORGANIZATION FOR STANDARDIZATION: *ISO 12021: Preview Road vehicles – Sensitivity to lateral wind – Open-loop test method using wind generator input*. 2010
- [JF13] JOHANSEN, T. ; FOSSEN, T. I.: Control Allocation – A Survey. In: *Automatica* 49 (2013), S. 1087–1103
- [Kas18] KASPAR, S.: *Fahrdynamikuntersuchungen eines Elektrofahrzeugs mit Einzelrad-Hinterradantrieb*, Karlsruher Institut für Technologie, Diss., 2018
- [KE89] KIENCKE, U. ; EGER, R.: *Lecture Notes in Control and Information Sciences*. Springer, 1989
- [KE95] KENNEDY, J. ; EBERHART, R. C.: Particle Swarm Optimization. In: *IEEE International Conference on Neural Networks*, 1995
- [Kha08] KHALIL, H. K.: High-gain observers in nonlinear feedback control. In: *International Conference on Control, Automation and Systems*, 2008
- [KLNW15] KUGELE, W. ; LABERER, C. ; NIEDERMEIER, M. ; WINKLER, R.: *Nachhaltige Mobilität in Städten und Gemeinden. Sicher, umweltfreundlich, bedarfsgerecht und bezahlbar*. 2015
- [Kno09] KNOBEL, C.: *Optimal Control Allocation for Road Vehicle Dynamics using Wheel Steer Angles Brake/Drive Torques Wheel Loads and Camber Angles*, Deutsches Zentrum für Luft- und Raumfahrt, Diss., 2009

- [Kru16] KRUYERS, F.: *Klassische Mechanik*. Wiley, 2016
- [KS98] KENNEDY, J. ; SPEARS, M. W.: Matching Algorithms to Problems: An Experimental Test of the Particle Swarm and Some Genetic Algorithms on the Multimodal Problem Generator. In: *IEEE International Conference on Evolutionary Computation*, 1998
- [Kwa93] KWAKERNAAK, H.: Robust control and H_∞ -optimization, Tutorial paper. In: *Automatica* 29 (1993), S. 255–273
- [LBNT20] LUCIANI, S. ; BONFITTO, A. ; NICOLA, A. ; TONOLI, A.: Model predictive control for comfort optimization in assisted and driverless vehicles. In: *Advances in Mechanical Engineering* 12 (2020), S. 1–14
- [Led12] LEDERMANN, T.: *Partikel-Schwarm-Optimierung zur Objektlageerkennung in Tiefendaten*, Universität Stuttgart, Diss., 2012
- [LL19] LEKSHMI, S. ; LAL PRIYA, P. S.: Mathematical modeling of Electric vehicles – A survey. In: *Control Engineering Practice* 92 (2019), S. 1–18
- [Lof04] LOFBERG, J.: YALMIP: a toolbox for modeling and optimization in MATLAB. In: *IEEE International Conference on Robotics and Automation*, 2004
- [Lov02] LOVBERG, M.: *Improving Particle Swarm Optimization by Hybridization of Stochastic Search Heuristics and Self Organized Critically*, University of Aarhus, Masterarbeit, 2002
- [Lun14b] LUNZE, J.: *Regelungstechnik 1 - Systemtheoretische Grundlagen, Analyse und Entwurf einschleifiger Regelungen*. Springer, 2014
- [Mat07] MATSCHINSKY, W.: *Radführungen der Straßenfahrzeuge: Kinematik, Elasto-Kinematik und Konstruktion*. Springer, 2007
- [Mit72] MITSCHKE, M.: *Dynamik der Kraftfahrzeuge*. Springer, 1972
- [MMS05] MAGNUS, K. ; MÜLLER-SLANY, H. H.: *Grundlagen der Technischen Mechanik*. Springer, 2005
- [Mos16] MOSEBERG, J.-E.: *Regelung der Horizontalbewegung eines überaktuierten Fahrzeugs unter Berücksichtigung von Realisierungsanforderungen*, Friedrich-Alexander-Universität Erlangen-Nürnberg (FAU), Diss., 2016
- [MW14] MITSCHKE, M. ; WALLENTOWITZ, H.: *Dynamik der Kraftfahrzeuge*. Springer, 2014
- [Mäd12] MÄDER, D.: *Simulationsbasierte Grundausslegung der Fahrzeug-Querdynamik unter Berücksichtigung von Erfahrungswissen in der Fahrdynamikentwicklung*, Technische Universität Kaiserslautern, Diss., 2012
- [NAMB19] NEES, D. ; ALTHERR, J. ; MAYER, M. P. ; BUCHWALD, S.: OmniSteer – multidirectional chassis system based on wheel-individual steering. In: *10th International Munich Chassis Symposium 2019chass*, 2019

- [Nie12] NIERSMANN, A.: *Modellbasierte Fahrwerkauslegung und -optimierung*, Technische Universität Braunschweig, Diss., 2012
- [NK18] NOBIS, C. ; KUHNIMHOF, T.: *Mobilität in Deutschland – MiD Ergebnisbericht*. 2018
- [NK21] NARAYANI, A. R. ; KUMAR, K. K.: A vision for sustainable mobility through autonomous vehicles in city planning. 1130 (2021), S. 12–37
- [NS04] NEDSOE, M. P. ; SIGMUND, O.: *Topology Optimization – Theory, Methods, and Applications*. Springer, 2004
- [ODB06] OPPENHEIMER, M. W. ; DOMAN, D. B. ; BOLENDER, M. A.: Control Allocation for Over-actuated Systems. In: *14th Mediterranean Conference on Control and Automation*, 2006
- [Omr05] OMRAN, M. G. H.: *Particle Swarm Optimization Methods for Pattern Recognition and Image Processing*, University of Pretorian, Diss., 2005
- [Ore05a] OREND, R.: Modelling and Control of a Vehicle with Single-Wheel Chassis Actuators. In: *16th Triennial World Congress*, 2005
- [Ore05b] OREND, R.: Steuerung der ebenen Fahrzeugbewegung mit optimaler Nutzung der Kraftschlusspotentiale aller vier Reifen. In: *at – Automatisierungstechnik* 53 (2005), S. 20–27
- [Ore06] OREND, R.: *Integrierte Fahrdynamikregelung mit Einzelradaktorik: Ein Konzept zur Darstellung des fahrdynamischen Optimums*, Friedrich-Alexander-Universität Erlangen-Nürnberg, Diss., 2006
- [Pac12] PACEJKA, H.: *Tire and Vehicle Dynamics*. Butterworth-Heinemann, 2012
- [PH13] PFEFFER, P. ; HARRER, M.: *Lenkungs-handbuch – Lenksysteme, Lenkgefühl, Fahrdynamik von Kraftfahrzeugen*. Springer, 2013
- [Rau01] RAU, M.: *Modellbildung, Simulation und Identifikation eines hydropneumatischen Federbeins mit schnell verstellbarer Dämpfung*, Universität Stuttgart, Diplomarbeit, 2001
- [Rau07] RAU, M.: *Koordination aktiver Fahrwerk-Regelsysteme zur Beeinflussung der Querdynamik mittels Verspannungslenkung*, Universität Stuttgart, Diss., 2007
- [Rei78] REIMPELL, J.: *Fahrwerktechnik 1: Konstruktion und Kinematik der Radaufhängungen Berechnungs-, Werkstoff- und Wirtschaftlichkeitshinweise Fahrwerk und Gesamtfahrzeug Räder und Reifen*. Vogel Buchverlag, 1978
- [Rei16] REINOLD, P.: *Integrierte, selbstoptimierende Fahrdynamikregelung mit Einzelradaktorik*, Universität Paderborn, Diss., 2016
- [Reu11] REUL, M.: *Bremswegverkürzungspotential bei Informationsaustausch und Koordination zwischen semiaktiver Dämpfung und ABS*, Technischen Universität Darmstadt, Diss., 2011

- [RS14] RIDLEY, J. ; STEFULA, D. M.: *The MRV: Next-Gen Automobile?* 2014
- [RWB16] RITZER, P. ; WINTER, C. ; BREMBECK, J.: Experimental Validation of Geometric Path Following Control with Demand Supervision on an Over-Actuated Robotic Vehicle. In: *4th IEEE Intelligent Vehicles Symposium*, 2016
- [Rös12] RÖSKI, K.: *Eine Methode zur simulationsbasierten Grundausslegung von PKW-Fahrwerken mit Vertiefung der Betrachtungen zum Fahrkomfort*, Technische Universität München, Diss., 2012
- [Sch09] SCHINDLER, A.: *Neue Konzeption und erstmalige Realisierung eines aktiven Fahrwerks mit Preview-Strategie*, Universität Karlsruhe, Diss., 2009
- [Sch17] SCHÜNEMANN, M.: *Konzeption, Entwicklung und Umsetzung einer Fahrdynamikregelung für Kraftfahrzeuge mit elektrischen Einzelradantrieben*, Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg, Diss., 2017
- [SFS⁺16] STRUTH, M. ; FASSBENDER, S. ; SANDMANN, T. ; SCHWARZ, B. ; ECKSTEIN, L.: Redefining Driving Experience - Competences & Concepts Behind the Research Vehicle SpeedE. In: *25th Aachen Colloquium Automobile and Engine Technology*, 2016
- [SKE13] SCHWARZ, B. ; KLEIN, M. ; ECKSTEIN, L.: The Wheel-Individually Steerable Front Axle of the Research Vehicle SpeedE. In: *22nd Aachen Colloquium Automobile and Engine Technology*, 2013
- [SRB14] SCHAUB, A. ; RAMIREZ DE LA CRUZ, J. C. ; BURSCHKA, D.: Autonomous Parking using a Highly Maneuverable Robotic Vehicle. In: *19th IFAC World Congress*, 2014
- [Str96] STREITER, R.: *Entwicklung und Realisierung eines analytischen Regelkonzepts für eine aktive Federung*, Technische Universität Berlin, Diss., 1996
- [SZKA20] SEVER, M. ; ZEBGIN, N. ; KIRLI, A. ; ARSLAN, M. S.: Carsickness-based design and development of a controller for autonomous vehicles to improve the comfort of occupants. In: *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part D – Journal of Automobile Engineering* 0 (2020), S. 1–15
- [TAS19] TASS INTERNATIONAL: *Delft-Tyre, MF-Tyre/MF-Swift*. <https://tass.plm.automation.siemens.com/delft-tyre-mf-tyremf-swift>, 2019. – Zuletzt abgerufen.: 29.07.2021
- [Tha73] THAU, F. E.: Observing the state of non-linear dynamic systems. In: *International Journal of Control* 17 (1973), S. 471–479
- [Trz17] TRZESNIOWSKI, M.: *Fahrwerk*. Springer, 2017
- [Uil07] UIL, R. T.: *Tyre models for steady-state vehicle handling analysis*, Technische Universität Eindhoven, Masterarbeit, 2007

- [UVD11] UKIL, A. ; VISHAL, H. S. ; DECK, B.: Fast computation of arctangent functions for embedded applications: A comparative analysis. In: *IEEE International Symposium on Industrial Electronics*, Seiten, 2011
- [van00] VAN DER JAGT, P.: *The road to virtual vehicle prototyping: new CAEmodels for accelerated vehicle dynamics development*, Technische Universität Eindhoven, Diss., 2000
- [VPMO03] VEERAMACHANENI, K. ; PERAM, T. ; MOHAN, C. ; OSADCIW, L. A.: Optimization Using Particle Swarm With Near Neighbor Interactions. In: *Lecture Notes Computer Science*, 2003
- [Wim97] WIMMER, J.: *Methoden zur ganzheitlichen Optimierung des Fahrwerks von Personenkraftwagen*, Universität Stuttgart, Diss., 1997
- [WM12] WEISKIRCHER, W. ; MÜLLER, S.: Control performance of a road vehicle with four independent single-wheel electric motors and steer-by-wire system. In: *Vehicle System Dynamics* 50 (2012), S. 53–69
- [Yih05] YIH, P.: *Steer-by-Wire: Implications for vehicle handling and safety*, Stanford University, Diss., 2005
- [YTM⁺04] YASUI, Y. ; TANAKA, W. ; MURAGISHI, Y. ; ONO, E. ; MOMIYAMA, M. ; KATO, H. ; AIZAWA, H. ; IMOTO, Y.: Estimation of Lateral Grip Margin Based on Self-aligning Torque for Vehicle Dynamics Enhancement. In: *SAE 2004 World Congress & Exhibition*, 2004
- [Zen10] ZENS, K.: *Berechnungen zur instationären Fahrzeugumströmung bei Seitenwind*. Cuvillier, 2010
- [ZHAI19] ZAKARIA, H. ; HAMID, M. ; ABDELLATIF, E. M. ; IMANE, A.: Recent Advancements and Developments for Electric Vehicle Technology. In: *International Conference of Computer Science and Renewable Energies (ICCSRE)*, 2019
- [Zom87] ZOMOTOR, A.: *Fahrwerktechnik: Fahrverhalten*. Vogel Buchverlag, 1987
- [ZY19] ZHENG, H. ; YANG, S.: A Trajectory Tracking Control Strategy of 4WIS/4WID Electric Vehicle with Adaptation of Driving Conditions. In: *MDPI – Applied Science* 9 (2019)

Eigene Veröffentlichungen und Tagungsbeiträge

- [SGH20] SCHWARTZ, Manuel ; GOOSMANN, Tobias ; HOHMANN, Sören: Kinematic Sensitivity Analysis of the Suspension Characteristics for the Initial Design of Four-wheel Drive and Four-wheel Steered Vehicles. In: *WXC SAE World Congress*, 2020
- [SKH21] SCHWARTZ, Manuel ; KREBS, Stefan ; HOHMANN, Sören: Guaranteed state estimation using a bundle of interval observers with adaptive gains applied to the induction machine. In: *MDPI – Sensors* (2021)
- [SLH21a] SCHWARTZ, Manuel ; LUDMANN, Laurin ; HOHMANN, Sören: Analysis of a Cascaded MPC Structure for Vehicle Motion Control. In: *American Control Conference*, 2021
- [SLH21b] SCHWARTZ, Manuel ; LUITHLE, Lukas ; HOHMANN, Sören: Suspension Optimization Based on Evolutionary Algorithms for Four-wheel Drive and Four-wheel Steered Vehicles. In: *WXC SAE World Congress*, 2021
- [SMH20] SCHWARTZ, Manuel ; MITTELVIEFHAUS, Florian ; HOHMANN, Sören: Analytical Optimal Control Allocation with Time-varying Secondary Objectives. In: *6th Conference on Control, Automation and Robotics*, 2020
- [SRH20] SCHWARTZ, Manuel ; RUDOLF, Thomas ; HOHMANN, Sören: Robust Position and Velocity Tracking Control of a Four-wheel Drive and Four-wheel Steered Electric Vehicle. In: *6th Conference on Control, Automation and Robotics*, 2020
- [SSH19] SCHWARTZ, Manuel ; SIEBENROCK, Florian ; HOHMANN, Sören: Model Predictive Control Allocation of an Over-actuated Electric Vehicle with Single Wheel Actuators. In: *10th Symposium on Intelligent Autonomous Vehicles IFAC*, 2019
- [SSH21] SCHWARTZ, Manuel ; SOMMER, Marco ; HOHMANN, Sören: Design of an Active, Fault-tolerant Motion Control of Wheel-individual Controlled Vehicles. In: *7th Conference on Control, Automation and Robotics*, 2021
- [SZH20] SCHWARTZ, Manuel ; ZHAO, Kunteng ; HOHMANN, Sören: Predictive and Bounded Reference Generation of the Actuators of Four-wheel Drive and Four-wheel Steer Vehicles. In: *4th Conference on Control Technology and Applications*, 2020

Betreute studentische Arbeiten

- [B.17] B., Marcus: *Ausarbeitung von Control Allocation Algorithmen und Regelung eines radselektiv angetriebenen und gelenkten Fahrzeugs*, Faculty of Electrical Engineering, Karlsruhe Institute of Technologie (KIT), Bachelorarbeit, 2017
- [B.18] B., Fabian: *Modellierung und Regelung eines Radnabenmotors basierend auf der Rad- und Reifendynamik sowie der Leistungselektronik*, Faculty of Electrical Engineering, Karlsruhe Institute of Technologie (KIT), Bachelorarbeit, 2018
- [B.20] B., Rajat: *Analysis of the control and chassis design interaction considering the camber angle actively*, Faculty of Electrical Engineering, Karlsruhe Institute of Technologie (KIT), Masterarbeit, 2020
- [C.22] C., Zihao: *Design of an Artificial Neural Network for Approximation of a Model Predictive Controller*, Faculty of Electrical Engineering, Karlsruhe Institute of Technologie (KIT), Masterarbeit, 2022
- [F.19] F., Sen: *Automatisierte Streckengenerierung und Animation eines radselektiv angetriebenen Fahrzeugs*, Faculty of Mechanical Engineering, Karlsruhe Institute of Technologie (KIT), Masterarbeit, 2019
- [F.20] F., Serhii: *Methode zur Konzeptionierung eines Fahrwerks für Fahrzeuge mit radselektiven Lenkwinkeln bis 60°* , Faculty of Mechanical Engineering, Karlsruhe Institute of Technologie (KIT), Masterarbeit, 2020
- [G.19] G., Tobias: *Optimierung der konstruktiven Parameter einer Radaufhängung eines radselektiv angetriebenen Elektrofahrzeugs*, Faculty of Mechanical Engineering, Karlsruhe Institute of Technologie (KIT), Masterarbeit, 2019
- [H.17] H., Lukas: *Entwurf einer Horizontaldynamikregelung auf Basis der Spieltheorie für ein radselektiv angetriebenes Fahrzeug*, Faculty of Electrical Engineering, Karlsruhe Institute of Technologie (KIT), Masterarbeit, 2017
- [H.19] H., Lukas: *Konzeption einer autonomen Pfadfolgeregelung zur komfortoptimalen Fahrzeugführung eines radselektiv angesteuerten Fahrzeugs*, Faculty of Electrical Engineering, Karlsruhe Institute of Technologie (KIT), Masterarbeit, 2019
- [J.18] J., Kevin: *Erprobung einer Pfadfolgeregelung mit Komfortnebenbedingungen radselektiv angesteuerter Fahrzeuge*, Faculty of Electrical Engineering, Karlsruhe Institute of Technologie (KIT), Bachelorarbeit, 2018
- [K.18] K., Lukas: *Entwurf und Stabilitätsanalyse einer holistischen modellprädiktiven Fahrdynamikregelung für ein radselektiv angesteuertes Fahrzeug*, Faculty of Electrical Engineering, Karlsruhe Institute of Technologie (KIT), Masterarbeit, 2018
- [K.20] K., Florian: *Ausarbeitung einer Stellgrößenverteilung (CA) zur Verbesserung des Fahrkomforts eines radselektiv angesteuerten Fahrzeugs*, Faculty of Electrical Engineering, Karlsruhe Institute of Technologie (KIT), Bachelorarbeit, 2020

- [L.20a] L., Laurin: *Potentialanalyse kaskadierter modellprädiktiver Regelungen am Beispiel eines radselektiv angesteuerten Fahrzeugs*, Faculty of Electrical Engineering, Karlsruhe Institute of Technologie (KIT), Masterarbeit, 2020
- [L.20b] L., Lukas: *Entwurf eines Optimierungsverfahrens zur Minimierung des Energieverbrauchs durch Auslegung der kinematischen Kennwerte eines radselektiv angesteuerten Fahrzeugs*, Faculty of Electrical Engineering, Karlsruhe Institute of Technologie (KIT), Bachelorarbeit, 2020
- [M.17] M., Shuzhou: *Implementierung und Analyse optimierungsbasierter Control Allocation Methoden am Beispiel eines radselektiv angetriebenen und gelenkten Fahrzeugs*, Faculty of Mechanical Engineering, Karlsruhe Institute of Technologie (KIT), Masterarbeit, 2017
- [M.18a] M., Florian: *Energieoptimale Stellgrößenverteilung eines radselektiv angesteuerten Elektrofahrzeugs*, Faculty of Mechanical Engineering, Karlsruhe Institute of Technologie (KIT), Bachelorarbeit, 2018
- [M.18b] M., Nina: *Modellbildung und Regelung der Vertikaldynamik eines Fahrzeugs mit radselektiver Ansteuerung sowie aktivem Fahrwerk*, Faculty of Electrical Engineering, Karlsruhe Institute of Technologie (KIT), Bachelorarbeit, 2018
- [R.17] R., Thomas: *Entwurf einer robusten Positionsregelung mit kaskadierter flacher Geschwindigkeitsregelung eines radselektiv angetriebenen Elektrofahrzeugs*, Faculty of Electrical Engineering, Karlsruhe Institute of Technologie (KIT), Masterarbeit, 2017
- [S.17] S., Florian: *Fahrdynamikregelung eines radselektiv angetriebenen Fahrzeugs basierend auf modellprädiktiven Methoden*, Faculty of Electrical Engineering, Karlsruhe Institute of Technologie (KIT), Masterarbeit, 2017
- [S.18] S., Marco: *Entwurf einer fehlertoleranten Fahrdynamikregelung unter Verwendung der Redundanz radselektiv angesteuerter Fahrzeuge*, Faculty of Electrical Engineering, Karlsruhe Institute of Technologie (KIT), Masterarbeit, 2018
- [T.19] T., Tingting: *Entwurf einer automatisierten Fahrwerksauslegung basierend auf Evolutionären Algorithmen*, Faculty of Electrical Engineering, Karlsruhe Institute of Technologie (KIT), Masterarbeit, 2019
- [W.20a] W., Hanzhe: *Design of a generic trajectory plan for the parking of a multidirectionally manoeuvrable vehicle*, Faculty of Mechanical Engineering, Karlsruhe Institute of Technologie (KIT), Masterarbeit, 2020
- [W.20b] W., Tiancheng: *Model Predictive Reference Generation for Steering and Drive of Wheel-individually Controlled Vehicles*, Faculty of Electrical Engineering, Karlsruhe Institute of Technologie (KIT), Masterarbeit, 2020

-
- [Z.18] Z., Chengping: *Modellierung und Regelung der Lenkungs-dynamik sowie der kinematischen Kennwerte einer Radaufhängung eines Fahrzeugs mit radselektiver Lenkung*, Faculty of Mechanical Engineering, Karlsruhe Institute of Technologie (KIT), Bachelorarbeit, 2018
- [Z.19] Z., Kunteng: *Entwurf einer MPS sowie eines KNN zur Lenkwinkel- und Drehzahlbestimmung der Räder eines radselektiv angesteuerten Fahrzeugs*, Faculty of Mechanical Engineering, Karlsruhe Institute of Technologie (KIT), Masterarbeit, 2019
- [Z.21] Z., Hanwen: *Validation of a Wheel-Selectively Controlled Electric Vehicle*, Faculty of Electrical Engineering, Karlsruhe Institute of Technologie (KIT), Masterarbeit, 2021

- Band 01** Diehm, Gunter
Identifikation des menschlichen Bewegungsverhaltens
auf der Basis von Primitiven.
ISBN 978-3-7315-0608-9
- Band 02** Flad, Michael
Kooperative Regelungskonzepte auf Basis der Spieltheorie
und deren Anwendung auf Fahrerassistenzsysteme.
ISBN 978-3-7315-0610-2
- Band 03** Eckert, Marius
Modellbasierte Identifikation fraktionaler Systeme
und ihre Anwendung auf die Lithium-Ionen-Zelle.
ISBN 978-3-7315-0690-4
- Band 04** Krebs, Stefan
Intervallbeobachter für lineare parametervariante Systeme
und deren Anwendung auf die Asynchronmaschine.
ISBN 978-3-7315-0857-1
- Band 05** Kaspar, Stephan
Fahrodynamikuntersuchungen eines Elektrofahrzeugs
mit Einzelrad-Hinterradantrieb.
ISBN 978-3-7315-0916-5
- Band 06** Sauter, Patrick S.
Modellierung und zentrale prädiktive Regelung
von multimodalen Energieverteilnetzen.
ISBN 978-3-7315-0963-9
- Band 07** Kupper, Martin
Verteilte Zustandsschätzung fraktionaler Systeme und
ihre Anwendung auf Lithium-Ionen-Batteriesysteme.
ISBN 978-3-7315-0971-4
- Band 08** Merkert, Lennart
Optimal Scheduling of Combined Heat and Power Generation
Considering Heating Grid Dynamics.
ISBN 978-3-7315-1056-7

- Band 09** Ludwig, Julian
Automatisierte kooperative Transition einer Regelungsaufgabe zwischen Mensch und Maschine am Beispiel des hochautomatisierten Fahrens.
ISBN 978-3-7315-1069-7
- Band 10** Inga Charaja, Juan Jairo
Inverse Dynamic Game Methods for Identification of Cooperative System Behavior.
ISBN 978-3-7315-1080-2
- Band 11** Schnurr, Christoph Xaver
Ein Verfahren zur lexikographischen modellprädiktiven Regelung mit der Anwendung auf eine permanenterregte Synchronmaschine.
ISBN 978-3-7315-1095-6
- Band 12** Schwab, Stefan
Guaranteed Verification of Dynamic Systems.
ISBN 978-3-7315-0965-3
- Band 13** Pfeifer, Martin
Automated Model Generation and Observer Design for Interconnected Systems: A Port-Hamiltonian Approach.
ISBN 978-3-7315-1135-9
- Band 14** König, Alexander
Absicherung hochautomatisierten Fahrens durch passiven virtuellen Dauerlaufstest.
ISBN 978-3-7315-1141-0
- Band 15** Stark, Oliver
Parameter- und Ordnungsidentifikation von fraktionalen Systemen mit einer Anwendung auf eine Lithium-Ionen-Batteriezele.
ISBN 978-3-7315-1187-8
- Band 16** Köpf, Florian
Adaptive Dynamic Programming: Solltrajektorienfolgeregelung und Konvergenzbedingungen.
ISBN 978-3-7315-1193-9

- Band 17** Kölsch, Lukas
Dynamic Incentives for Optimal Control of
Competitive Power Systems.
ISBN 978-3-7315-1209-7
- Band 18** Schwartz, Manuel
Topologie-Optimierung eines radselektiv
angesteuerten Fahrzeugs basierend auf
einer optimalen Fahrzeugführungsregelung.
ISBN 978-3-7315-1222-6

Die Elektrifizierung des Antriebsstrangs und zunehmende Automatisierung personenbezogener Fahrzeuge fördern Innovationen der gesamten Fahrzeugarchitektur. Im Automobilbereich werden zwei relevante Entwicklungsrichtungen angestrebt. Zum einen steht die Reduzierung der durch den Straßenverkehr hervorgerufenen CO₂-Emissionen im Fokus. Zusätzlich führt der zunehmende Automatisierungsgrad aktueller Serienfahrzeuge zur Erhöhung der Fahrsicherheit und des Fahrkomforts. Werden weiterhin radselektiv gelenkte und angetriebene Fahrzeuge betrachtet, können Herausforderungen dicht besiedelter urbaner Regionen, durch die erhöhte Manövrierbarkeit solcher Fahrzeuge, begegnet werden. Um diese Entwicklungsschwerpunkte sowie das alternative Fahrzeugkonzept zusammenzuführen, wird in dieser Arbeit die Frage beantwortet, wie ein optimales Fahrwerk, basierend auf der Betrachtung der aktorischen Freiheitsgrade eines radselektiv angesteuerten Fahrzeugs, zu gestalten ist. Die Topologie-Optimierung einer virtuellen Radaufhängung erfolgt im Zusammenspiel mit einer durchgängigen, optimalen Fahrzeugführungsregelung. Die Arbeit ist dazu in zwei Beiträge unterteilt. Zunächst der Entwurf einer durchgängigen Fahrzeugführungsregelung für das radselektiv angesteuerte Fahrzeug. Zwischen dem Trajektorien-Planer sowie den Elektromotoren der Antriebe erfolgt eine kaskadierte, prädiktive und lokal optimale Regelung des Fahrzeugs. Hierbei wird der Soll-Arbeitsbereich durch die optimale Ausnutzung der Fahrzeugführungsfreiheitsgrade durch die Regelungsarchitektur und -strategie zur Laufzeit festgelegt. Im zweiten Teil der Arbeit wird diese Regelung zusammen mit einem detaillierten Fahrzeugmodell als Black-Box-Simulation innerhalb einer Topologie-Optimierung basierend auf evolutionären Algorithmen eingebettet. Kinematische Zusammenhänge des Fahrwerks werden als Optimierungsparameter zur globalen Optimierung des Fahrzeugverhaltens hinsichtlich des Energieverbrauchs sowie der Fahrkomfortsteigerung ausgelegt.