

31

Karlsruher Schriftenreihe  
Fahrzeugsystemtechnik

Michael Eckert

**Energieoptimale Fahrdynamik-  
regelung mehrmotoriger  
Elektrofahrzeuge**



Scientific  
Publishing



Michael Eckert

**Energieoptimale Fahrdynamikregelung  
mehrmotoriger Elektrofahrzeuge**

**Karlsruher Schriftenreihe Fahrzeugsystemtechnik  
Band 31**

Herausgeber

**FAST Institut für Fahrzeugsystemtechnik**

Prof. Dr. rer. nat. Frank Gauterin

Prof. Dr.-Ing. Marcus Geimer

Prof. Dr.-Ing. Peter Gratzfeld

Prof. Dr.-Ing. Frank Henning

Das Institut für Fahrzeugsystemtechnik besteht aus den eigenständigen Lehrstühlen für Bahnsystemtechnik, Fahrzeugtechnik, Leichtbautechnologie und Mobile Arbeitsmaschinen

Eine Übersicht aller bisher in dieser Schriftenreihe erschienenen Bände finden Sie am Ende des Buchs.

# Energieoptimale Fahrdynamikregelung mehrmotoriger Elektrofahrzeuge

von  
Michael Eckert

Dissertation, Karlsruher Institut für Technologie (KIT)  
Fakultät für Maschinenbau, 2014

#### 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](http://www.ksp.kit.edu)



*This document – excluding the cover – is licensed under the  
Creative Commons Attribution-Share Alike 3.0 DE License  
(CC BY-SA 3.0 DE): <http://creativecommons.org/licenses/by-sa/3.0/de/>*



*The cover page is licensed under the Creative Commons  
Attribution-No Derivatives 3.0 DE License (CC BY-ND 3.0 DE):  
<http://creativecommons.org/licenses/by-nd/3.0/de/>*

Print on Demand 2015

ISSN 1869-6058

ISBN 978-3-7315-0332-3

DOI: 10.5445/KSP/1000045234







## Vorwort des Herausgebers

Die Fahrzeugtechnik ist gegenwärtig großen Veränderungen unterworfen. Klimawandel, die Verknappung einiger für Fahrzeugbau und -betrieb benötigter Rohstoffe, globaler Wettbewerb und das rapide Wachstum großer Städte erfordern neue Mobilitätslösungen, die vielfach eine Neudefinition des Fahrzeugs erforderlich machen. Die Forderungen nach Steigerung der Energieeffizienz, Emissionsreduktion, erhöhter Fahr- und Arbeitssicherheit, Benutzerfreundlichkeit und angemessenen Kosten finden ihre Antworten nicht aus der singulären Verbesserung einzelner technischer Elemente, sondern benötigen Systemverständnis und eine domänenübergreifende Optimierung der Lösungen.

Hierzu will die Karlsruher Schriftenreihe für Fahrzeugsystemtechnik einen Beitrag leisten. Für die Fahrzeuggattungen Pkw, Nfz, Mobile Arbeitsmaschinen und Bahnfahrzeuge werden Forschungsarbeiten vorgestellt, die Fahrzeugsystemtechnik auf vier Ebenen beleuchten: das Fahrzeug als komplexes mechatronisches System, die Fahrer-Fahrzeug-Interaktion, das Fahrzeug in Verkehr und Infrastruktur sowie das Fahrzeug in Gesellschaft und Umwelt.

Der vorliegende Band widmet sich der Fahrdynamik und der Energieeffizienz von Elektrofahrzeugen. Anders als verbrennungsmotorisch angetriebene Fahrzeuge sind diese oftmals mit mehr als einem Antriebsmotor ausgestattet. Es entstehen damit Freiheitsgrade der Antriebsaktuatorik, die es neben der Bewerkstelligung des Längsvortriebs erlauben, querdynamische und energieeffizienzsteigernde Aufgaben abzudecken. So kann einerseits eine agilere Kurvenfahrt erreicht werden, andererseits kann durch eine fahrsituationsadaptive Verteilung des Antriebsmoments auf die einzelnen E-Maschinen der Wirkungsgrad des Gesamtsystems verbessert werden. Da-

zu wird das gesamte Antriebssystem mit Leistungselektronik und Motoren bis zum Reifen-Fahrbahn-Kontakt berücksichtigt. Ansätze für Modellierung, Optimierung unter Nebenbedingungen während der Fahrt sowie für die Regelung werden erarbeitet und an einem viermotorigen Elektrofahrzeug im Vergleich zu einer konventionellen Antriebsregelung bewertet.

Karlsruhe,  
2. Februar 2015

*Frank Gauterin*  
*KIT*

# Energieoptimale Fahrdynamikregelung mehrmotoriger Elektrofahrzeuge

Am Beispiel eines Antriebsstrangkonzpts  
mit radindividuellen Antrieben

Zur Erlangung des akademischen Grades  
**Doktor der Ingenieurwissenschaften**  
der Fakultät für Maschinenbau  
Karlsruher Institut für Technologie

genehmigte  
**Dissertation**  
von

Dipl.-Ing. Michael Eckert

Tag der mündlichen Prüfung: 16.10.2014  
Hauptreferent: Herr Prof. Dr. rer. nat. Frank Gauterin  
Korreferent: Herr Prof. Dr.-Ing. Martin Doppelbauer



## Kurzfassung

Die hohe Leistungsdichte und kompakte Bauweise heutiger Elektromotoren ermöglicht den Einsatz mehrerer Antriebe in einem Kraftfahrzeug. Außer dem Einachsantrieb sind somit auch Fahrzeuge mit mehreren Motoren bis hin zu Fahrzeugen mit radindividuellen Antrieben realisierbar. Die Koordination dieser Antriebe stellt die Antriebs- und Fahrdynamikregelung vor neue Herausforderungen.

Im Rahmen dieser Dissertation wird ein generischer Ansatz zur Regelung mehrmotoriger Elektrofahrzeuge anhand eines Fahrzeugs mit radindividuellen Antrieben entwickelt. Eine Analyse des Gesamtsystems hinsichtlich der für die Radmomentenregelung nutzbaren Freiheitsgrade offenbart, dass in gewissen Fahrsituationen mehrere mögliche Lösungen zur Verteilung der Radmomente existieren. Diese Eigenschaft überaktuierter Systeme wird ausgenutzt, um neben der vorrangigen Regelungsaufgabe weitere untergeordnete regelungstechnische Ziele zu verfolgen.

Das primäre Ziel der Fahrdynamikregelung besteht in der Steigerung der Fahrdynamik hinsichtlich der Kriterien Sicherheit, Komfort und Agilität. Darüber hinaus motiviert die Problematik geringer Reichweiten heutiger Elektrofahrzeuge die Erweiterung der Regelungsaufgabe um eine energieoptimale Verteilung der Leistungsflüsse im Antriebsstrang. Hierbei muss die gesamte Wirkungsgradkette aller leistungsübertragenden Bauteile erfasst und berücksichtigt werden. Zusätzlich wird die Wahl der Radmomente durch Nebenbedingungen, wie beispielsweise die statischen und dynamischen Stellgrenzen der Aktoren sowie die verfügbare Batterieleistung eingeschränkt. Die Lösung dieses Optimierungsproblems wird in dieser Arbeit online durchgeführt, um die Änderungen der Nebenbedingungen während der Laufzeit zu berücksichtigen.

Zur Bewertung des Regelungsansatzes in der Rechnersimulation wird das Antriebsstrang- und Fahrdynamikmodell eines Elektrofahrzeugs mit vier radindividuellen Antrieben hergeleitet und anhand von Messdaten validiert. Aus den Simulationsergebnissen wird die Leistungsfähigkeit des Regelungsansatzes im Vergleich zu einer starren Momentenaufteilung deutlich. Zum Schluss der Arbeit erfolgt eine Diskussion der Ergebnisse und ein Ausblick auf weiterführende Fragestellungen.

## Abstract

The high power density and compact design of today's electric motors allows multiple drives to be used in a vehicle. Thus, vehicles with multiple drives, culminating in vehicles with wheel-individual drives, are also achievable in addition to the single-axis drive. The coordination of such drives poses new challenges for the powertrain and vehicle dynamics control.

Within the scope of this dissertation, a generic approach to the control of multiple-drive electric vehicles is evolved, based on a vehicle with wheel-individual drives. An analysis of the overall system with respect to the exploitable degrees of freedom for wheel torque control reveals that several possible solutions for distributing wheel torque exist in certain driving situations. This characteristic of over-actuated systems is exploited in order to pursue further subordinate objectives from a control perspective, in addition to the higher-level control task.

The primary objective of vehicle dynamics control is to increase vehicle dynamics with respect to safety, comfort and agility criteria. Moreover, the limited range problematic of today's electric vehicles justifies the expansion of the control task to include an energy-optimal distribution of the power flows in the drivetrain. Here, the entire efficiency chain of all power-transmitting components needs to be factored in. In addition, the choice of wheel torque is restricted by constraints, such as, for example, the static and dynamic limits of the actuators, as well as the available battery power. The solution to this optimization problem is implemented online in this paper, in order to factor in changing constraints.

To evaluate the control approach in the computer simulation, the powertrain and vehicle dynamics model of an electric vehicle with four individual

wheel drives is deduced and validated based on measuring data. The benefit of the control concept compared with a equal torque distribution becomes apparent in the simulation results. At the end of the dissertation a discussion of the results and a perspective of further topics for investigation ensue.



## Danksagung

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner dreijährigen Tätigkeit bei der Daimler AG im Bereich Group Research & Advanced Engineering, Abteilung Antriebsregelung in Stuttgart-Untertürkheim sowie als Doktorand am Institut für Fahrzeugsystemtechnik des Karlsruher Instituts für Technologie.

Herrn Prof. Dr. rer. nat. Frank Gauterin, Leiter des Instituts für Fahrzeugsystemtechnik des Karlsruher Instituts für Technologie, danke ich besonders für die wissenschaftliche Förderung, die stets vorhandene Diskussionsbereitschaft und den nötigen Freiraum zum selbstständigen und wissenschaftlichen Arbeiten. Für das Interesse an der Arbeit und die Übernahme des Korreferats möchte ich mich bei Herrn Prof. Dr.-Ing. Martin Doppelbauer, Leiter des Lehrstuhls für hybridelektrische Fahrzeuge des Karlsruher Instituts für Technologie, bedanken.

Die Idee zu dieser Arbeit entstand während der Mitwirkung in Vorentwicklungsprojekten bei der Daimler AG sowie in der Forschungs Kooperation Projekt Haus e-drive. Ein großer Dank gilt meinen Kollegen bei der Daimler AG und am Karlsruher Institut für Technologie, die meine Arbeit stets unterstützten und zu einer außergewöhnlich freundschaftlichen Arbeitsatmosphäre beitrugen. Mein besonderer Dank gilt an dieser Stelle: Dr. Christian Looman, Michel Willems, Randy Doolittle und Dr. Martin Gießler für die wertvollen Anregungen und konstruktiven Diskussionen. Für die Unterstützung während der Durchführung meiner Arbeit möchte ich mich bei meinem Teamleiter Dr. Andreas Jost sowie meinem Abteilungsleiter Dr. Markus Kern bedanken.

Insbesondere möchte ich mich auch bei den Studenten bedanken, die mit viel Fleiß und Engagement einen wertvollen Beitrag zu dieser Arbeit geleistet haben: Florian Zieffe, Michael Kohr, Ahmed Benazza, Benedikt Reick, Alexander Müller, Christian Bintakies und Roman Katchan.

Ganz besonders liegt es mir am Herzen, meiner Familie für ihre Unterstützung während des Studiums und der Promotionszeit zu danken. Bei meiner Frau Carina möchte ich mich ganz besonders für die Geduld und die letzten Jahre mit all ihren zahlreichen Entbehrungen bedanken. Ihnen ist diese Arbeit gewidmet.

Ludwigsburg, im November 2014

*Michael Eckert*

# Inhaltsverzeichnis

<b>1</b>	<b>Einleitung und Zielsetzung</b>	<b>1</b>
1.1	Ausgangssituation . . . . .	1
1.2	Zielsetzung . . . . .	3
1.3	Stand der Wissenschaft und Technik . . . . .	5
1.3.1	Längsdynamikregelsysteme . . . . .	5
1.3.2	Zentrale Fahrdynamikregelung überaktuierter Fahrzeuge . . . . .	7
1.3.3	Energieoptimale Regelung von Elektrofahrzeugen . .	10
1.4	Vorgehensweise . . . . .	11
<b>2</b>	<b>Gesamtfahrzeugmodell</b>	<b>13</b>
2.1	Modellübersicht . . . . .	13
2.2	Nichtlineares räumliches Zweispurmodell . . . . .	14
2.2.1	Koordinatensysteme . . . . .	15
2.2.2	Rad- und Reifenmodell . . . . .	17
2.2.3	Lenkungsmodell . . . . .	23
2.2.4	Fahrwerkmodell . . . . .	25
2.2.5	Fahrzeugaufbaumodell . . . . .	29
2.3	Batteriemodell . . . . .	31
2.4	Modell des Elektromotors mit Umrichter . . . . .	33
<b>3</b>	<b>Systemanalyse und Regelungskonzept</b>	<b>37</b>
3.1	Systemanalyse . . . . .	37
3.1.1	Einfluss der Radmomente auf die globalen Kräfte und Momente . . . . .	38
3.1.2	Freiheitsgrade bei der Zuordnung der Radmomente	39
3.1.3	Analyse der fahrdynamischen Potenziale . . . . .	43
3.1.4	Analyse der Potenziale zur Reduktion der Verlustleistung . . . . .	46

3.2	Ziele der Regelung . . . . .	52
3.2.1	Verbesserung des Fahrverhaltens . . . . .	53
3.2.2	Reduktion der Verlustleistungen im Antriebsstrang . . . . .	54
3.3	Struktur der Regelung . . . . .	55
<b>4</b>	<b>Entwurf der Fahrdynamikregelung</b>	<b>57</b>
4.1	Referenzmodell . . . . .	57
4.2	Nichtlinearer Reglerentwurf . . . . .	58
4.2.1	Entwurfsmodell . . . . .	59
4.2.2	Exakte Linearisierung . . . . .	59
4.2.3	Alternative Entwurfsverfahren . . . . .	62
<b>5</b>	<b>Optimale Zuordnung der Radmomente</b>	<b>63</b>
5.1	Allgemeine Betrachtungen . . . . .	63
5.2	Modell zur Berechnung der globalen Kräfte und Momente . . . . .	65
5.3	Formulierung des Optimierungsproblems . . . . .	67
5.3.1	Beschränkungen der Optimierungsvariablen . . . . .	67
5.3.2	Herleitung der Zielfunktion . . . . .	68
5.3.3	Analyse der Zielfunktion . . . . .	69
5.4	Numerische Lösung des Optimierungsproblems . . . . .	71
5.4.1	Sequenzielle Quadratische Programmierung (SQP) . . . . .	72
5.4.2	Strategie zur Bestimmung der globalen Lösung . . . . .	73
<b>6</b>	<b>Simulation und Bewertung</b>	<b>75</b>
6.1	Querdynamikmanöver . . . . .	75
6.1.1	Stationäre Kreisfahrt . . . . .	76
6.1.2	Lenkwinkelsprung . . . . .	82
6.1.3	Doppelter Fahrspurwechsel . . . . .	88
6.1.4	Beschleunigung aus stationärer Kreisfahrt . . . . .	93
6.2	Längsdynamikmanöver . . . . .	97
6.2.1	NEFZ . . . . .	97
6.2.2	US06 . . . . .	101
6.3	Rundkurs . . . . .	103
6.4	Zusammenfassung der Simulationsergebnisse . . . . .	111
<b>7</b>	<b>Zusammenfassung und Ausblick</b>	<b>113</b>
7.1	Zusammenfassung und abschließende Betrachtungen . . . . .	113
7.2	Wissenschaftlicher Beitrag . . . . .	114
7.3	Ausblick . . . . .	115

<b>A Wichtige Differentialoperationen</b>	<b>117</b>
A.1 Skalar- und Vektorfelder . . . . .	117
A.2 Gradient eines Skalarfeldes . . . . .	117
A.3 Jacobi-Matrix eines Vektorfeldes . . . . .	118
A.4 Lie-Ableitung einer skalaren Funktion . . . . .	118
<b>B Mathematische Ersatzmodelle der Fahrdynamik</b>	<b>119</b>
B.1 Lineares Einspurmodell . . . . .	119
B.2 Nichtlineares ebenes Zweispurmodell . . . . .	122
B.3 Validierung des Gesamtfahrzeugmodells . . . . .	125
B.3.1 Stationäre Kreisfahrt . . . . .	125
B.3.2 Frequenzgang . . . . .	126
B.3.3 Lenkwinkelsprung . . . . .	128
<b>Nomenklatur und Abkürzungen</b>	<b>131</b>
<b>Abbildungsverzeichnis</b>	<b>139</b>
<b>Tabellenverzeichnis</b>	<b>141</b>
<b>Literaturverzeichnis</b>	<b>143</b>



## Einleitung und Zielsetzung

*Der Einsatz elektrischer Traktionsantriebe in Kraftfahrzeugen kann zu einer Reduktion des Kraftstoffverbrauchs und des Schadstoffausstoßes beitragen. In seiner Ausprägung mit mehreren Antrieben eröffnet er neue Freiheitsgrade für die Fahrdynamik- und Antriebsregelung. In dieser Arbeit wird ausgehend vom Stand der Wissenschaft und Technik das Ziel verfolgt, eine modulare Regelungsstruktur zu entwerfen, die einerseits zur Steigerung der Fahrdynamik und andererseits zur Reduktion des Energieverbrauchs beiträgt.*

### 1.1 Ausgangssituation

Vor dem Hintergrund knapper werdender Rohölreserven und zunehmender Anforderungen durch Umweltgesetzgebungen werden heute alternative Antriebstechnologien zum Verbrennungsmotor in Kraftfahrzeugen eingesetzt. Die Elektrifizierung des konventionellen Antriebsstrangs stellt eine der Maßnahmen zur Reduktion des Kraftstoffverbrauchs und Schadstoffausstoßes dar. Mit derartigen Hybridfahrzeugen (HEV<sup>1</sup>) werden schon heute im innerstädtischen Verkehr signifikante Verbrauchsvorteile erzielt, indem beispielsweise über einen Elektromotor Energie rekuperiert, in einer Batterie zwischengespeichert und diese Energie mit geringen Verlusten wieder zum Antreiben des Fahrzeugs genutzt werden kann. Um die Energieeffizienz weiter zu steigern, kann der Anteil an elektrischer Antriebsleistung bis hin zum rein batterieelektrischen Fahrzeug (BEV<sup>2</sup>) erhöht werden.

---

<sup>1</sup>HEV: Hybrid Electric Vehicle

<sup>2</sup>BEV: Battery Electric Vehicle

Durch den hohen Wirkungsgrad moderner Elektromotoren und elektrischer Komponenten sowie der Möglichkeit, Bremsenergie zu rekuperieren, erlauben Elektrofahrzeuge eine höhere Ausnutzung der mitgeführten Energie. Wird die elektrische Energie aus erneuerbaren Energiequellen gewonnen, leistet das Elektrofahrzeug einen erheblichen Beitrag zur Reduktion der CO<sub>2</sub>-Emissionen und Unabhängigkeit vom Rohöl. Zudem ermöglichen sie einen lokal emissionsfreien Fahrbetrieb, wobei insbesondere in Ballungsgebieten der Lärm und die Belastung durch Abgase reduziert werden können. Die Technologie zur Energiespeicherung und die Reduktion des Energieverbrauchs stellt für den Erfolg der Elektrofahrzeuge eine entscheidende Schlüsselrolle dar. Elektrofahrzeuge werden heute aufgrund geringer Reichweiten vorwiegend im innerstädtischen Verkehr eingesetzt. Die hohen Kosten, die geringe Reichweite, lange Ladezeiten sowie das grobmaschige Netz an Ladestellen sind die Hauptprobleme für einen breiten Einsatz von rein elektrisch angetriebenen Fahrzeugen. Zudem gestaltet sich die Verwendung großer Fahrbatterien im automobilen Einsatz momentan noch sehr kostenintensiv.

Diese Herausforderungen motivieren die Weiterentwicklung der elektrischen Komponenten und Nebenaggregate zur Senkung des Energiebedarfs. Durch intelligente Regelalgorithmen und durch eine bedarfsorientierte Ansteuerung der Komponenten kann der Energieverbrauch zusätzlich minimiert werden. Nur so können Elektrofahrzeuge eine Alternative zu konventionellen Fahrzeugen darstellen und als Lösungsbaustein zur Erreichung der aktuellen klimapolitischen Ziele beitragen.

Die kompakte Bauweise und hohe Leistungsdichte heutiger Elektromotoren erlauben den Einsatz von achs- oder radindividuellen elektrischen Antrieben und ermöglichen so die Realisierung innovativer Antriebsstrangkonzepete. Auch wenn durch den Einsatz mehrerer Elektroantriebe der Aufwand an Kabelführung und Kühlung und somit möglicherweise das Gesamtgewicht des Fahrzeugs steigt sowie die Gesamtenergieeffizienz sinkt, eröffnen sich neue Möglichkeiten für das Fahrzeugpackaging und die Fahrdynamik. So kann beispielsweise durch die individuelle Beeinflussung der Radmomente ein gewünschtes fahrdynamisches Verhalten erzeugt oder für neue Fahrzeugkonzepte mehr Platz für Batterien geschaffen werden, indem beispielsweise platzsparende Radnabenmotoren eingesetzt werden.

Je nach Antriebsstrangvariante sind geeignete Regelungskonzepte zu wählen, da abhängig von Anzahl und Position der Motoren im Antriebsstrang die Zahl der Stellgrößen und somit der Einfluss auf das Fahrverhalten variiert. Die Herausforderungen für die Fahrregelung besteht in der erhöh-



ten Komplexität der Regelungsaufgabe. Die Eingaben des Fahrers über die Lenkung und Pedalerie müssen von der Fahrregelung in geeigneter Weise interpretiert und auf die zur Verfügung stehende Aktorik umgesetzt werden. Hierbei ist die Dynamik wie auch die Beschränkung der Stellgrößen zu berücksichtigen, die sich während des Betriebs jeweils ändern können. Durch den Einsatz radindividueller Antriebe kann in bestimmten Fällen dasselbe Sollverhalten durch unterschiedliche Wahl der Stellgrößen erreicht werden. In der Literatur werden Systeme dieser Art als überaktuiert bezeichnet. Die Unterbestimmtheit des Systems in dieser Situation kann ausgenutzt werden, um neben dem primären Regelungsziel weitere Regelungsziele zu erfüllen. Die Problematik geringer Reichweiten heutiger Elektrofahrzeuge rechtfertigt die Wahl eines sekundären Regelungsziels, das die Verlustleistungen im Antriebsstrang minimiert.

## 1.2 Zielsetzung

Ziel dieser Arbeit ist der systematische Entwurf eines zentralen Regelungsansatzes, der die fahrdynamischen Potenziale von Elektrofahrzeugen mit mehreren Traktionsantrieben ausschöpft sowie die verbleibenden Freiheitsgrade für eine möglichst verlustminimale Verteilung der Radmomente nutzt. Durch einen modularen Aufbau soll die Adaptierbarkeit und Erweiterung des Regelungskonzeptes auf andere Fahrzeugkonzepte bzw. zusätzliche Fahrwerkregelsysteme ermöglicht werden. Die Entwicklung des Regelungsansatzes erfolgt anhand der Antriebsstrangvariante mit maximalen Freiheitsgraden, die einen Elektromotor pro Rad besitzt. In abschließenden Simulationen zum längs- und querdynamischen Fahrverhalten sowie Betrachtungen der Verlustleistungen und des Gesamtenergiebedarfs soll die Leistungsfähigkeit des Ansatzes dargestellt werden.

Zur Bewertung des Einflusses der Regelung auf das Fahrverhalten wird ein Gesamtfahrzeugmodell erstellt, das die maßgeblichen fahrdynamischen Effekte bis in den Grenzbereich nichtlinear abbildet. Aus dem mechanischen Energiebedarf kann über die Elektromotormodelle und das Batteriemodell die gesamt benötigte elektrische Energie ermittelt werden. Für exakte und realitätsnahe Simulationsergebnisse auf der einen und schlanke sowie effiziente Simulationsmodelle auf der anderen Seite müssen geeignete Kompromisse bei der Modellbildung gefunden werden. Die Parametrierung und Validierung der Modelle erfolgt anhand realer Messdaten.

Die Regelung soll gezielt die fahrdynamischen und energetischen Potenziale eines Elektrofahrzeugs mit radindividuellen Antrieben ausnutzen. Mit Blick auf die zunehmende Integration von Aktorik zur Beeinflussung der Fahrdynamik soll ein modularer Ansatz entwickelt werden. Die Struktur und die Schnittstellen der Regelung werden so gewählt, dass eine Integration in bestehende Funktionsstrukturen und Fahrzeugsteuergeräte grundsätzlich möglich ist.

Abschließend erfolgt die Bewertung der Potenziale und die Interpretation der Simulationsergebnisse anhand objektiver Kriterien und Kenngrößen. Dabei erfolgt die Bewertung des Fahrverhaltens und des Energieverbrauchs bei gleichen Reglereinstellungen. Im Anschluss werden die Ergebnisse diskutiert und es wird ein Ausblick auf weiterführende Fragestellungen gegeben.

Die Arbeit orientiert sich an folgenden Kernpunkten:

- Modellbildung des Systems Elektrofahrzeug als Grundlage für die Bewertung der Fahrdynamik und des Energieverbrauchs. Parametrierung und Validierung der Teilmodelle anhand von Messdaten.
- Entwurf einer zentralen Regelungsstruktur zur optimalen Nutzung der Stellreserven und Dynamik der Aktoren. Durch die Berücksichtigung geeigneter Systemschnittstellen soll die grundsätzliche Möglichkeit zur Integration in Fahrzeugsteuergeräte geschaffen werden.
- Entwurf einer zentralen Fahrdynamikregelung unter Beachtung der bestehenden nichtlinearen systemtechnischen Zusammenhänge. Interpretation des Fahrerwunsches durch geeignete Modelle.
- Optimale Ausnutzung der Freiheitsgrade des Systems durch geeignete Definition der Zielfunktionen hinsichtlich fahrdynamischer und energetischer Kriterien. Definition der Beschränkungen für die Optimierung sowie Wahl eines geeigneten numerischen Optimierungsverfahrens.
- Bewertung des Regelungsansatzes anhand definierter Bewertungskriterien in der Rechnersimulation.
- Abschließende Zusammenfassung und kritische Diskussion der Ergebnisse sowie Ausblick auf weiterführende Fragestellungen.

## 1.3 Stand der Wissenschaft und Technik

Die Regelung der Fahrdynamik durch die gezielte Beeinflussung der Radmomente wird bereits seit über 30 Jahren serienmäßig in Kraftfahrzeugen eingesetzt. Die folgenden Abschnitte geben einen Überblick über die maßgeblichen Entwicklungen auf dem Gebiet der Längsdynamikregelsysteme und deren Einflussmöglichkeiten auf das Fahrverhalten.

Die steigende Anzahl aktiver Stellelemente im Fahrwerk erfordert eine Weiterentwicklung der Regelungsstrukturen. Im Falle überaktuierter Systeme kann mit bestimmten Regelungsverfahren die Redundanz der Aktorik ausgenutzt werden, um weitere Regelungsziele zu verfolgen. Hierzu werden ausgewählte Ansätze aus der Wissenschaft und Technik kurz vorgestellt.

Als sekundäres Regelungsziel wird in dieser Arbeit die gesamte anfallende Verlustleistung der Elektromotoren mit Umrichter, Getriebe und Reifen minimiert. Auf die zu diesem Thema relevanten Literaturstellen wird in diesem Abschnitt kurz eingegangen.

### 1.3.1 Längsdynamikregelsysteme

Mit aktiven Eingriffen in Bremse, Antrieb, Lenkung und Fahrwerk wird heutzutage das fahrdynamische Verhalten des Kraftfahrzeugs beeinflusst. Die Einteilung dieser Fahrwerkregelsysteme kann nach ihren primären Funktionen durchgeführt werden [HE07]. Neben Querdynamikregelsystemen - wie z. B. aktiven Vorder- und Hinterradlenkungen - sowie Vertikaldynamikregelsystemen - wie z. B. aktiven Federungen und Dämpfern - werden in diesem Abschnitt vor allem Längsdynamikregelsysteme zur Beeinflussung des Fahrverhaltens betrachtet.

Erste Ansätze zur Regelung einzelner Radmomente mit der Bremse wurden bereits mit dem *Antiblockiersystem* (ABS), das seit 1978 von Bosch in Serie hergestellt wird, umgesetzt [RDG10]. Das System war damals exklusiv im *Mercedes W116* verfügbar und hatte zum Ziel, die Lenkfähigkeit durch Erhalt der Seitenkräfte bei einer Vollbremsung zu gewährleisten [Ise06]. Mit der Einführung des *Elektronischen Stabilitätsprogramms* (ESP) im *Mercedes S600 Coupé* im Jahre 1995 wurde erstmals eine serienreife Regelung des Fahrzeugverhaltens im Grenzbereich durchgeführt [RDG10]. Bis heute werden auf Basis des ESP und zusätzlicher Sensorik weitere Kundenmehrwertfunktionen durch radindividuelle Bremsmomente oder durch Kombination mit weiteren aktiven Fahrwerkskomponenten realisiert. Alle Entwicklungen haben gemeinsam, dass durch die Betätigung der Radbrem-

sen nur ein negatives Radmoment gestellt werden kann und das Fahrzeug somit stets verzögert wird. Um dies zu vermeiden und um die Dynamik zu steigern, kann beispielsweise der einseitige Bremseneingriff mit gleichzeitigem Anheben des Motormoments kombiniert und so ein *Torque Vectoring* über die Bremse dargestellt werden. Seit 2009 ist dies beispielsweise in der *Mercedes S-Klasse* serienmäßig unter dem Begriff *Torque Vectoring Brake* sowie bei der Firma *Porsche* unter der Bezeichnung *Porsche Torque Vectoring* verfügbar.

In Allradfahrzeugen, im Motorsport oder in sportlich orientierten Straßenfahrzeugen werden aktive längs- und quersperrende Differenziale eingesetzt, um die Verteilung der Antriebsmomente zu beeinflussen. Ungesperrte Differenziale haben den Nachteil, dass bei einseitigem Traktionsverlust kein weiteres Antriebsmoment abgesetzt werden kann. Durch eine Sperrung der drehzahlausgleichenden Wirkung des Differenzials kann insbesondere bei schnell gefahrenen kurvigen Strecken oder im Off-Road-Einsatz das Traktionsvermögen gesteigert werden. [Eck08] gibt einen Überblick über Torque-Vectoring-Differenziale, die mittels Überlagerungsgetrieben und Kupplungen bzw. Bremsen Achs-Differenzmomente aktiv stellen können. Mit diesen aktiven Differenzialen kann die Gierreaktion des Fahrzeugs bei Kurven- und Geradeausfahrt beeinflusst werden, um ein agileres Fahrverhalten zu erzeugen oder den Fahrer durch Assistenzeingriffe und stabilisierende Eingriffe zu unterstützen. Die Firma *Mitsubishi* führte im Jahr 1996 im *Mitsubishi Lancer Evolution IV* erstmals einen Hinterachsantrieb mit aktiver Querverteilung der Antriebsmomente ein. Dieses System wird von *Mitsubishi* als *Active Yaw Control (AYC)* bezeichnet. Seit 2008 ist im *BMW X6* das Torque-Vectoring-Getriebe von *GKN/ZF* als Sonderausstattung unter der Bezeichnung *Dynamic Performance Control*-Paket [GKN08] erhältlich. In den sportlichen Modellen der Firma *Audi* wird das Torque Vectoring-Getriebe von *Magna Steyr* eingesetzt [Fuc09].

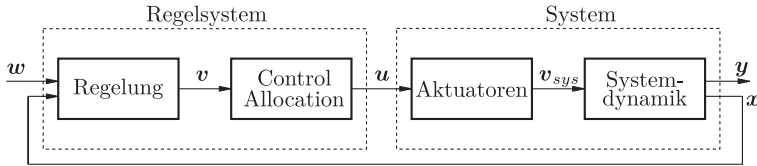
Durch die kompakte Bauweise elektrischer Traktionsantriebe besteht die Möglichkeit, radindividuelle Antriebe in Elektrofahrzeugen zu realisieren. So können mit Radnabenmotoren oder radnahen elektrischen Antrieben alle Freiheitsgrade radmomentenbasierter Regelsysteme genutzt werden. Im Jahr 1899 gelang im *Lohner Porsche* erstmals die Integration von Radnabenantrieben in ein Kraftfahrzeug. Innovative Verfahren zur Radmomentenregelung wurden beispielsweise am Department of Electrical Engineering der Universität Tokyo anhand der Fahrzeuge *UOT March I* und *UOT March II* vorgestellt [SSH99] [FSTN04] [Hor04]. Die Firmen *Volvo* und *Siemens VDO* präsentieren mit dem System *Autonomous Corner Module* und *eCorner* ein integriertes Steer-by-Wire-Modul, das neben ei-

nem radindividuellen Antrieb eine aktive Sturzverstellung und eine aktive Feder-Dämpfereinheit beinhaltet [VDO06]. *Michelin* demonstrierte in den Fahrzeugen *HiLight* und *Heuliez Will* den Einsatz von Elektromotoren, welche im Rad untergebracht wurden [o.a09]. Im Jahr 2010 wurden der *Mercedes-Benz SLS E-Cell* und *Audi e-tron* vorgestellt, welche durch ihre leistungsstarken radindividuellen Elektromotoren die höchsten Freiheitsgrade für eine Radmomentenregelung bieten.

### 1.3.2 Zentrale Fahrdynamikregelung überaktuierter Fahrzeuge

Die Integration der Funktionen verschiedener Fahrwerkregelsysteme gelingt durch eine geeignete Wahl der Systemvernetzung. Je nach Grad der Vernetzung sind unterschiedliche Koordinationsansätze zu wählen. Im einfachsten Fall der *friedlichen Koexistenz* mehrerer Funktionen werden diese unabhängig voneinander entwickelt und durch eine geeignete Wahl der Parameter kann sichergestellt werden, dass sich die Systeme nicht beeinflussen. Nach heutigem Stand der Technik werden die Regelsysteme im Fahrwerk so konzipiert, dass sie einander nur gering beeinflussen und dadurch keine Konflikte entstehen [Rau07]. Eine *kooperative Koexistenz* ergibt sich, sobald einzelne Fahrwerkregelsysteme gegenseitige Unterstützung anfordern oder gewähren können. Erst mit einem *zentralen Regelungsansatz* lassen sich in Abhängigkeit der Fahrsituation und Sollvorgabe die Stellreserven und die verfügbare Stelldynamik der Aktoren optimal ausnutzen. [HE07] nennt für einen Zentralregler die Vorteile der zentralen und reduzierten Anzahl an Applikationsparametern sowie der besseren Realisierung der Synergien aller Antriebs- und Fahrwerksysteme.

Die von der Regelung ermittelten Stellgrößen werden im einfachsten Fall direkt an die dafür zuständigen Aktoren übergeben, die für eine entsprechende Beeinflussung des Systems sorgen. Aus Gründen der Sicherheit (Redundanz) oder Performance werden in technischen Systemen häufig mehrere Aktoren für dieselbe Funktion eingesetzt. In diesem Fall kann die vom Regler ermittelte Stellgröße nicht eindeutig einem Aktor zugeordnet werden. Systeme dieser Art werden in der Literatur als überaktuiert (engl. over-actuated) bezeichnet. Erste Lösungsansätze zur Regelung überaktuierter Systeme kamen im Bereich der Flugregelung Anfang der 1980er-Jahre mit dem Einsatz von fly-by-wire-Systemen zur Anwendung



**Abb. 1.1:** Regelungsstruktur bei Einsatz der Control Allocation. Die Regelung erzeugt in Abhängigkeit des Systemzustands  $x$  und der Führungsgröße  $w$  die virtuelle Stellgröße  $v$ . Die Control Allocation ordnet den realen Stellgrößen  $u$  die virtuelle Stellgröße zu. Die Zuordnung der virtuellen Stellgrößen durch die Control Allocation war erfolgreich, wenn  $v = v_{sys}$  gilt. [Här03]

[Kno08]. Eine simple Lösung des Problems wird mit dem Begriff *Explicit Ganging* bezeichnet. Hierbei werden die zuvor eingesetzten mechanischen Kopplungen in Form von Matrizen abgebildet und so eine explizite Zuordnung zwischen Aktoren und Stellgröße erreicht. *Daisy Chaining* ist ein weiteres Verfahren, wobei erst der nächste redundante Aktor zugeschaltet wird, sobald der vorhergehende Aktor seine Stellgrenze erreicht hat [BE96] [Dur93] [ODB06]. Eine mathematische Betrachtungsweise der Problemstellung zeigt, dass bei linearen Zusammenhängen zwischen Stellgröße und Einfluss des Aktors auf das System vorausgesetzt, die Abbildungsmatrix nicht quadratisch bzw. nicht invertierbar ist. Zur Bestimmung der Zuordnungsvorschriften können beispielsweise die Abbildungsmatrizen mittels generalisierter Inversen invertiert werden [VB94] [ODB06]. Im Jahr 1993 stellt W. C. Durham in [Dur93] das Verfahren der *Direct Allocation* vor, das er mit den Ansätzen Daisy Chaining und Pseudo Controls vergleicht. [Här03] erweitert diesen Ansatz um eine Online-Optimierung, die sogenannte *Optimal Control Allocation*. Dabei wird der Reglerentwurf in zwei Schritte unterteilt [Här03]. Im ersten Schritt erfolgt die Regelung des Systems auf Basis der globalen Systemgrößen, die nicht zwangsläufig direkt beeinflusst werden können und daher auch als virtuelle Stellgrößen bezeichnet werden. Im zweiten Schritt werden diese virtuellen globalen Stellgrößen durch eine geeignete Wahl der realen Stellgrößen erzeugt, siehe Abbildung 1.1 aus [Här03]. Eine der ersten Einsätze der Optimierung zum Zweck einer zentralen Fahrdynamikregelung mit Anwendung in einem Kraftfahrzeug wird in [HKY02] präsentiert. Mit diesem Ansatz werden die Radbremsmomente optimal verteilt, um die Steuerbarkeit und Kontrolle des Fahrzeugs in kritischen Situationen zu erhalten. [OHMK06] erweitert das Optimierungsproblem um die Einbeziehung der Radlenkwinkel. Ralf Orend löst die Regelungsaufgabe in seiner Dissertation mit einer exakten Zustandslinearisierung und zeigt in [Ore05], dass diese Regelung al-

ternativ auch flachheitsbasiert entworfen werden kann. Das Optimierungsproblem wird um die Stellgröße Radlastverteilung erweitert. Die durch das unterbestimmte System erhaltenen Freiheitsgrade nutzt Ralf Orend in [Ore05] und [Ore06] zur Minimierung der Kraftschlussbeanspruchung aller vier Räder. Bei der Optimierung werden keine Stellgrößenbeschränkungen berücksichtigt. Diese Vereinfachung erleichtert die Verwendung von Optimierungsvariablen auf Basis der ebenen und horizontalen Reifenkräfte und führt zu einem konvexen Optimierungsproblem.

In [ALF04], [AB06], [And07] und [BA06] wird die Fahrdynamikregelung mit einem inversen Störgrößenbeobachter realisiert. Das vorgestellte nicht-lineare Optimierungsproblem wird linearisiert und kann auf diese Weise in Echtzeit gelöst werden. In den Arbeiten von Johan Andreasson werden mögliche Probleme bei der Linearisierung diskutiert und es wird ein alternativer offline berechneter regelbasierter Ansatz vorgestellt. Die verbleibenden Freiheitsgrade werden auch bei diesem Konzept zur Minimierung des Kraftschlusspotenzials [Ore05] genutzt. Es wird in dieser Arbeit ebenfalls erwähnt, dass bedingt durch die bessere Kraftschlussausnutzung der Reifenverschleiß und der Energieverbrauch sinkt.

[Kno08] erweitert die Arbeit von [Ore06] um eine aktive Beeinflussung des Radsturzes und die Kombination der Control Allocation mit der *flachheitsbasierten Regelung*, die bereits in [Ore05] eingesetzt wurde.

[LF08] adaptiert die Formulierung des numerischen Optimierungsproblems von [Här03] auf Probleme der Fahrdynamikregelung und betrachtet die Regelung von drei verschiedenen Fahrzeugkonzepten, darunter ein Elektrofahrzeug mit vier radindividuellen Antrieben, unter der Annahme linearer Reifenkräfte. Der Effekt, dass bei steigender Reifenlängskraft die Seitenkraft geschwächt und damit das Fahrverhalten beeinflusst wird, wird in dieser Arbeit vernachlässigt. Beim vorgestellten PI-Regelgesetz wird durch eine Begrenzung der Integration der Wind-up-Effekt bei Stellgrößenbeschränkung vermieden. Die vorgestellte Reglerstruktur bindet das Energiemanagement in das Optimierungsproblem mit ein. Es wird angemerkt, dass die Momentenforderungen durch das Energiemanagement auf null gesetzt wurden, um die Aktorik so wenig wie möglich zu nutzen.

[KPK10] baut auf die Erkenntnisse von [Kno08] auf und liefert einen Ansatz für die echtzeitfähige Lösung des Optimierungsproblems. Er formt das Problem in ein schnell zu lösendes linearisiertes Problem um.

### 1.3.3 Energieoptimale Regelung von Elektrofahrzeugen

Neben den fahrdynamischen Zielen wird in dieser Arbeit eine Radmomentenaufteilung mit minimalem Energieverbrauch angestrebt [EG13] [EW13]. Trotz des bereits sehr effizienten Antriebsstrangs in Elektrofahrzeugen ist durch die geringe Speicherkapazität heutiger Fahrbatterien die Reichweite von Elektrofahrzeugen im Vergleich zur Reichweite konventionell betriebener Fahrzeuge eingeschränkt. In der Literatur bestehen bereits viele Ansätze mit dem Ziel der energieminimalen Ansteuerung bzw. Regelung elektrischer Komponenten.

Neben den durch eine aktive Momentenverteilung direkt beeinflussbaren Elektromotor-, Getriebe- und Reifenverlustleistungen bestehen Ansätze zur Reduktion der Verlustleistungen weiterer Hochvoltkomponenten oder Nebenverbraucher. So werden in [VP02] Methoden der Batterieheizung hinsichtlich ihres Energiebedarfs verglichen. [SLJ10] untersucht eine energieoptimale Strategie zur Lastverteilung zwischen zwei parallelgeschalteten Hochvolt-DC/DC-Wandlern und in [Sei10] und [ES09] wird die energieoptimale Steuerung der Zwischenkreisspannung untersucht.

Die verlustminimale Verteilung der Radmomente beim Bremsvorgang wird beispielsweise in den Arbeiten von [GCE99], [EGE10] und [GWC09] behandelt. [SZL11] erweitert die Ansätze von [GCE99] und [EGE10] für Elektrofahrzeuge mit elektrischem Allradantrieb. Dabei erfolgt die Bremskraftverteilung auf den Elektromotor mit der geringeren Verlustleistung unter Berücksichtigung der maximal möglichen elektrischen Bremsmomente und der Fahrzeugstabilität. Falls das Ziel der verlustminimalen Verteilung ein Überbremsen der Hinterachse erfordert, ist eine übergeordnete Fahrdynamikregelung zur Überwachung der Fahrstabilität erforderlich oder dieser Zustand ist von vornherein auszuschließen.

Eine weitere leistungsübertragende Komponente ist neben den Elektromotoren mit Getrieben der Reifen. In [FGG95] wird die Verlustleistung verschiedener Pkw-Reifen für den Antriebs- und Bremsfall untersucht. [Gün94] stellt in seiner Arbeit eine Methode zur Bewertung der Wirtschaftlichkeit des Reifens für den Antriebs- und Bremsfall vor.

Parallel zu dieser Arbeit stellte Yan Chen einen Ansatz zur energieoptimalen Verteilung der Radmomente in einem Elektrofahrzeug vor [CW10], [CW11b]. Im Gegensatz zu dem hier entwickelten Ansatz werden die Verlustleistungen nicht über Kennfelder, sondern über ein approximiertes Po-



lynom an die Optimierung übergeben. Dieser Ansatz bietet zwar Vorteile bei der Analyse der Zielfunktion, erreicht jedoch nicht die Genauigkeit eines Kennfeldes. Des Weiteren wird die kombinierte Kraftschlussbeiwertung des Reifens sowie dessen Verluste vernachlässigt.

## 1.4 Vorgehensweise

Zur Bewertung und Analyse des Fahrzeug-Gesamtsystems hinsichtlich Fahrdynamik und Energieverbrauch werden in Kapitel 2 die dynamischen Bewegungsgleichungen des Fahrzeugmodells sowie die Systemgleichungen der weiteren Teilmodelle hergeleitet und in einem Gesamtfahrzeugmodell zusammengestellt. Die Validierung des Gesamtfahrzeugmodells wird im Anhang B.3 dargestellt.

Nachdem in diesem Kapitel die grundlegenden Ziele für das Regelungskonzept definiert wurden, können daraus in Kapitel 3 die Anforderungen auf die Disziplinen Fahrdynamikregelung und Energieverbrauchsreduzierung heruntergebrochen werden. Nach einer Analyse des zu regelnden Systems wird eine geeignete Struktur des gesamten Regelungsansatzes gewählt.

Das in dieser Arbeit gewählte Regelungskonzept trennt die Regelungsaufgabe von der Aufgabe, die Stellgrößen auf die zur Verfügung stehenden Aktoren zu verteilen. In Kapitel 4 wird der Regler anhand eines nichtlinearen Entwurfmodells hergeleitet. Die Fahrereingaben über Lenkrad-, Fahr- und Bremspedalstellung werden von einem Referenzmodell interpretiert und als Sollgrößen an die Regelung übergeben.

Die Verteilung der Stellgrößen erfolgt in Kapitel 5 durch eine online durchgeführte Optimierung, die die Stellreserven und die Stelldynamik der Aktoren berücksichtigt. Bestehen darüber hinaus noch Freiheitsgrade zur Minimierung des Gesamtenergiebedarfs, so werden die Stellgrößen energetisch optimal gewählt.

Die Bewertung des Regelungsansatzes erfolgt anhand objektiver Kriterien, die in Kapitel 6 beschrieben werden. Dabei werden die Fahrmanöver und Fahrzyklen mit gleichen Reglerparametern durchfahren sowie die Ergebnisse kritisch diskutiert und bewertet.

Die Zusammenfassung der Ergebnisse, die Darstellung des neuen wissenschaftlichen Beitrags dieser Arbeit und ein Ausblick auf weitere offene Fragestellungen erfolgen abschließend in Kapitel 7.

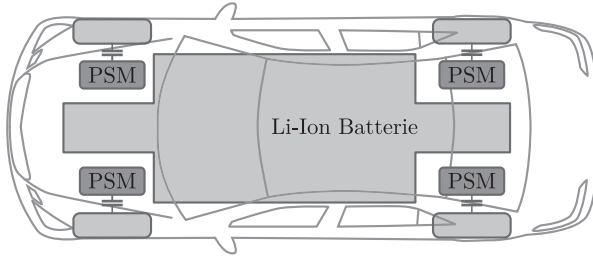


## Gesamtfahrzeugmodell

*Die Entwicklung und Bewertung des zentralen Regelungsansatzes erfolgt anhand eines Gesamtfahrzeugmodells in der Simulation. Das Gesamtfahrzeugmodell besteht aus einem Fahrzeugmodell, Batteriemodell sowie Elektromotormodell und wird zur Bewertung der Eigenschaften hinsichtlich Fahrdynamik und Energieverbrauch hergeleitet. Das Gesamtfahrzeugmodell wird auf Basis eines Antriebsstrangkonzpts mit vier radindividuellen Elektromotoren und somit der maximalen Anzahl an Freiheitsgraden erstellt.*

### 2.1 Modellübersicht

In dieser Arbeit wird eine Regelung für mehrmotorige Elektrofahrzeuge entwickelt, die die Freiheitsgrade bei der Wahl der Stellgrößen ausnutzt, um die Fahrdynamik zu steigern und den Energieverbrauch zu reduzieren. Dabei wird die Regelung modular aufgebaut und ist somit auf verschiedene Antriebsstrangvarianten übertragbar. Die Entwicklung und Bewertung erfolgt anhand der aus regelungstechnischer Sicht komplexesten Antriebsstrangvariante, dem Elektrofahrzeug mit radindividuellen Antrieben. In Abbildung 2.1 wird das in der Simulation betrachtete Fahrzeug auf Basis eines Mittelklasse-Pkws dargestellt. Der Fahrer wird zur Simulation der Bewertungszyklen durch einen PI-Geschwindigkeitsregler modelliert. Für die als open-loop durchgeführten Querdynamikmanöver reicht eine Steuerung des Lenkradwinkels in Abhängigkeit der Zeit aus. Für die closed-loop-Querdynamikmanöver wird der Verlauf des Lenkradwinkels über der Zeit offline optimiert, um einen möglichst realistischen und vergleichbaren Fahrereinfluss zu erhalten.



**Abb. 2.1:** Betrachtetes Antriebsstrangkonzept mit vier radindividuellen Elektroantrieben und großer Fahrbatterie sowie einer Trennkupplung pro Antrieb.

Die kompakte Bauweise elektrischer Maschinen erlaubt eine radnahe Integration des Elektromotors oder sogar den Einsatz direkt auf der Radnabe als Radnabenantrieb. Auf diese Weise und durch den Verzicht auf Kardan- und Seitenwellen sowie auf das Getriebe kann mehr Platz für Batterien oder andere Energiespeicher wie beispielsweise eine Brennstoffzelle geschaffen werden. Die in dieser Arbeit betrachteten Elektromotoren sind permanent-erregte Synchronmotoren, die aus Sicherheits- und Effizienzgründen über Klauenkupplungen an die Räder angebunden werden. Die Energiespeicherung erfolgt in einer großen Lithium-Ionen-Fahrbatterie. Die gewählten Elektromotor- und Batterietechnologien stellen keine Einschränkung des Regelungskonzepts bezüglich anderer Fahrzeugtopologien und Technologien dar, sondern veranschaulichen vielmehr einen konkreten Anwendungsfall des vorgestellten Regelungsansatzes.

## 2.2 Nichtlineares räumliches Zweispurmodell

In diesem Abschnitt werden die Modellgleichungen eines nichtlinearen räumlichen Zweispurmodells zur Beschreibung der Fahrzeugbewegung hergeleitet. Für die Bewertung der Fahrdynamik ist die Bewegung des Fahrzeugaufbaus von besonderem Interesse. Das Gesamtfahrzeugmodell wird aus Gründen der Übersichtlichkeit und Modularität in Teilmodelle gegliedert. Zur mathematischen Beschreibung der angreifenden Kräfte und Bewegungsgrößen werden mehrere Koordinatensysteme eingeführt. Die Kraftübertragung zwischen Reifen und Fahrbahn wird über ein Reifenmodell nach PACEJKA [Pac06] abgebildet. Es berücksichtigt die nichtlinearen Abhängigkeiten der Reifenkräfte von Schlupf und Schräglaufwinkel sowie die nichtlinearen Zusammenhänge bei kombinierter Kraftschlussbeanspruchung in Längs- und

Querrichtung des Reifens. Das Fahrwerkmodell bildet die Nick-, Wank- und Hubbewegungen des Aufbaus und die daraus resultierenden Sturz- und Vorspuränderungen der Räder ab. In dem Lenkungsmodell wird der Einfluss der Lenksteifigkeit auf die Umsetzung des Lenkradwinkels in die Radlenkwinkel der Vorderräder berücksichtigt. Die Bewegungsgleichungen werden bezogen auf den Fahrzeugaufbau hergeleitet.

### 2.2.1 Koordinatensysteme

Die räumliche Bewegung des Fahrzeugaufbaus wird mithilfe von sechs Koordinatensystemen beschrieben (siehe Abbildung 2.2). Die Koordinatensysteme sind jeweils rechtwinklige Rechtssysteme, deren Z-Achse nach oben zeigt. Relativ zum Inertialsystem

$$K_E = \{O_E; X_E, Y_E, Z_E\} \quad (2.1)$$

wird die Bewegung des Fahrzeugaufbaus in Koordinaten des fahrzeugfesten Koordinatensystems beschrieben. Der Ursprung des fahrzeugfesten Koordinatensystems

$$K_V = \{O_V; X_V, Y_V, Z_V\} \quad (2.2)$$

befindet sich im Fahrzeugschwerpunkt  $SP$  und dreht sich mit dem Gierwinkel  $\psi_V$  um  $K_E$ . Der Fahrzeugaufbau wankt mit dem Winkel  $\phi_V$  und nickt mit dem Winkel  $\theta_V$  relativ zum Inertialsystem. Die Transformation zwischen den einzelnen Koordinatensystemen erfolgt mittels aufeinanderfolgender ebener Elementardrehungen um definierte Koordinatenachsen. Die Parameter für die Elementardrehungen sind die Kardanwinkel  $\phi_V, \theta_V, \psi_V$ . Die Winkeldefinitionen der Kardanwinkel und des Radlenkwinkels  $\delta_i$  sind Abbildung 2.2 zu entnehmen. Um die Transformation mathematisch beschreiben zu können, werden im Folgenden die Drehmatrizen für die Elementardrehungen angegeben.

$$\begin{aligned} {}^E\mathbf{R}_V &= \mathbf{R}_z \cdot \mathbf{R}_y \cdot \mathbf{R}_x \quad \text{mit} \\ \mathbf{R}_z(\psi_V) &= \begin{bmatrix} \cos \psi_V & -\sin \psi_V & 0 \\ \sin \psi_V & \cos \psi_V & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \mathbf{R}_y(\theta_V) = \begin{bmatrix} \cos \theta_V & 0 & \sin \theta_V \\ 0 & 1 & 0 \\ -\sin \theta_V & 0 & \cos \theta_V \end{bmatrix} \quad (2.3) \\ \mathbf{R}_x(\phi_V) &= \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & \cos \phi_V & -\sin \phi_V \\ 0 & \sin \phi_V & \cos \phi_V \end{bmatrix} \end{aligned}$$

Die Matrix  ${}^E\mathbf{R}_V$  beschreibt die Drehung eines Vektors vom fahrzeugfesten Koordinatensystem in das Inertialsystem.

Zur Beschreibung der Komponenten eines Vektors im Koordinatensystem werden die Einheitsvektoren  $\mathbf{e}_{V,x}$ ,  $\mathbf{e}_{V,y}$  und  $\mathbf{e}_{V,z}$  entlang der Koordinatenachsen eingeführt. Die Schwerpunktschwindigkeit des Fahrzeugaufbaus  $\mathbf{v}_V$  ergibt sich aus den Geschwindigkeitskomponenten  $v_{V,x}$ ,  $v_{V,y}$  und  $v_{V,z}$ , die die Relativgeschwindigkeit zwischen dem Inertial- und fahrzeugfesten Koordinatensystem in Koordinaten des fahrzeugfesten Koordinatensystems angeben. Der auf die  $X_E$ - $Y_E$ -Ebene projizierte Geschwindigkeitsvektor  $\mathbf{v}_V$  wird nachfolgend mit  $v$  bezeichnet.

$$\mathbf{v}_V = \begin{bmatrix} v_{V,x} \\ v_{V,y} \\ v_{V,z} \end{bmatrix} \quad v = \left\| (\mathbf{e}_{E,x}\mathbf{e}_{E,x}^T + \mathbf{e}_{E,y}\mathbf{e}_{E,y}^T) {}^E\mathbf{R}_V\mathbf{v}_V \right\| \quad (2.4)$$

Die Räder werden nach folgendem Schema nummeriert:

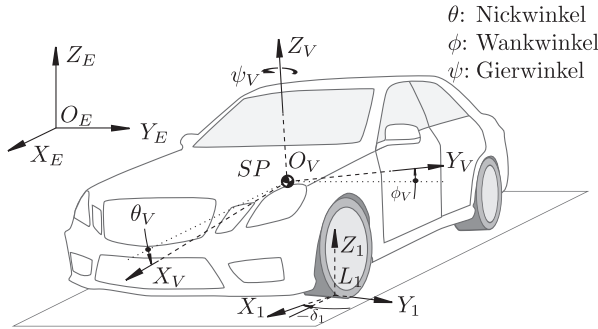
- $i = 1 \Leftrightarrow$  vorne links
- $i = 2 \Leftrightarrow$  vorne rechts
- $i = 3 \Leftrightarrow$  hinten links
- $i = 4 \Leftrightarrow$  hinten rechts

Zur Beschreibung der Reifenkräfte wird für jedes Rad  $i$  ein latschfestes Koordinatensystem

$$K_i = \{L_i; X_i, Y_i, Z_i\} \quad (2.5)$$

mit dem Latschmittelpunkt  $L_i$  im Ursprung eingeführt. Die  $X_i$ - $Y_i$ -Ebene verläuft parallel zu der  $X_E$ - $Y_E$ -Ebene und ist um den Radlenkwinkel  $\delta_i$  gegenüber dem fahrzeugfesten Koordinatensystem  $K_V$  um die  $Z_E$ -Achse gedreht. Die Beschreibung der Kraft- und Geschwindigkeitskomponenten erfolgt durch die Einheitsvektoren  $\mathbf{e}_{i,x}$ ,  $\mathbf{e}_{i,y}$  und  $\mathbf{e}_{i,z}$ . Die Relativgeschwindigkeit zwischen Inertialsystem und radfestem Koordinatensystem in Koordinaten des latschfesten Systems wird durch den Vektor  $\mathbf{v}_i$  beschrieben. Der Betrag des auf die Fahrbahn projizierten Vektors  $\mathbf{v}_i$  ergibt die Geschwindigkeit  $v_i$ .

$$\mathbf{v}_i = \begin{bmatrix} v_{i,x} \\ v_{i,y} \\ v_{i,z} \end{bmatrix} \quad v_i = \left\| (\mathbf{e}_{i,x}\mathbf{e}_{i,x}^T + \mathbf{e}_{i,y}\mathbf{e}_{i,y}^T) \mathbf{v}_i \right\| \quad (2.6)$$



**Abb. 2.2:** Schematische Darstellung des ortsfesten Koordinatensystems  $K_E$ , des fahrzeugfesten Koordinatensystems  $K_V$  und des Koordinatensystems für das Rad vorne links  $K_1$  sowie des Radlenkwinkels  $\delta_1$ .

Die Winkelgeschwindigkeit des Fahrzeugaufbaus  $\omega_V$  wird relativ zum Inertialsystem  $K_E$  in Koordinaten des fahrzeugfesten Koordinatensystems  $K_V$  angegeben. Sie lässt sich vektoriell aus den Teilwinkelgeschwindigkeiten  $\dot{\phi}_V$ ,  $\dot{\theta}_V$  und  $\dot{\psi}_V$  entsprechend der Kardanzersetzung zusammensetzen.

$$\begin{aligned} \omega_V &= \dot{\psi}_V e_{V,z_0} + \dot{\theta}_V e_{V,y_1} + \dot{\phi}_V e_{V,x_2} \\ &= \begin{bmatrix} -\sin \theta_V & 0 & 1 \\ \cos \theta_V \sin \phi_V & \cos \phi_V & 0 \\ \cos \theta_V \cos \phi_V & -\sin \phi_V & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{\psi}_V \\ \dot{\theta}_V \\ \dot{\phi}_V \end{bmatrix} \end{aligned} \quad (2.7)$$

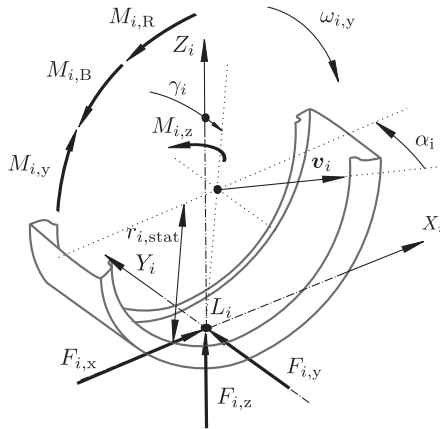
Die Einheitsvektoren  $e_{V,z_0}$ ,  $e_{V,y_1}$  und  $e_{V,x_2}$  sind jeweils um die Elementardrehung 0 bis 2 rotiert und werden im fahrzeugfesten Koordinatensystem angegeben.

## 2.2.2 Rad- und Reifenmodell

Die Dynamik des Kraftfahrzeugs wird entscheidend von den Wechselwirkungen zwischen Reifen und Fahrbahn beeinflusst. Neben den auf das Fahrzeug wirkenden Kräften  $\mathbf{F}_i$  und Momenten  $\mathbf{M}_i$  der Räder wirken die Kräfte und Momente durch die Fahrzeugmassenträgheit und den Luftwiderstand als äußere Kräfte auf das Fahrzeug ein. Zur Beschreibung von  $\mathbf{F}_i$  und  $\mathbf{M}_i$  wird die Fahrbahn in den nachfolgenden Untersuchungen als ideal eben und trocken betrachtet.

Der Kraftschluss wird hauptsächlich durch das Reibungsverhalten von Gummi und Fahrbahn sowie durch die Schub- und Normalspannungsverteilungen im Latsch des Reifens bestimmt.

**Koordinatensysteme** In Abbildung 2.3 werden die Reaktionskräfte der Fahrbahn auf den Reifen und die Kenngrößen am Reifen dargestellt. Zur Beschreibung der Radbewegung wird das Rad-Koordinatensystem  $K_i$  eingeführt. Es ist um den Winkel  $\psi + \delta_i$  gegenüber der  $X_E$ -Achse verdreht. Die  $Z_i$ -Achse des Rad-Koordinatensystems zeigt senkrecht zur ebenen Fahrbahnoberfläche nach oben. Die durch den Reifensturz resultierenden kleinen Verschiebungen des Radmittelpunkts gegenüber dem Latschmittelpunkt  $L_i$  werden vernachlässigt.



**Abb. 2.3:** Allgemeine Kenngrößen, Kräfte und Momente am Rad  $i$ . Das orthonormale horizontalisierte Rad-Koordinatensystem  $K_i$  ist um den Winkel  $\psi + \delta_i$  gegenüber der  $X_E$ -Achse gedreht und zeigt senkrecht nach oben. Die Verschiebungen des Radmittelpunktes durch den Sturzwinkel  $\gamma_i$  werden vernachlässigt.

**Radwiderstände** Das Rad  $i$  beinhaltet alle um die Raddrehachse drehbar gelagerten Bauteile des Fahrwerks. Es wird mit dem Moment  $M_{i,y}$  über die Antriebswelle angetrieben bzw. über die Radbremsen mit dem Moment  $M_{i,B}$  gebremst. Entgegen der Raddrehgeschwindigkeit  $\omega_{i,y}$  wirkt die Summe der betrachteten Radwiderstandsmomente: Rollwiderstands-, Restbrems- und Lagerreibmoment.



Das Rollwiderstandsmoment  $M_{i,\text{Rowi}}$  ergibt sich aus der inhomogenen Druckverteilung im Latsch bei rollendem Rad und ist insbesondere von der Radlast  $F_{i,z}$  abhängig. Für Pkw-Reifen lässt sich die Geschwindigkeitsabhängigkeit des Rollwiderstandsbeiwerts  $f_R$  nach [MW14] durch

$$f_R(v) = f_{R0} + f_{R1}v + f_{R4}v^4 \quad (2.8)$$

mit den Rollwiderstandskoeffizienten  $f_{R0}$ ,  $f_{R1}$  und  $f_{R4}$  annähern. Die Verluste durch das Restbremsmoment der hydraulischen Bremse und die Verlustmomente durch Lagerreibung werden in  $M_{i,\text{Reib}}$  zusammengefasst. Nach [Amm97] wird der Abstand zwischen Reifenlatsch und Radmittelpunkt mit der Größe  $r_{i,\text{stat}}$  bezeichnet. Der zur Berechnung einer Radumdrehung maßgebliche dynamische Radhalbmesser, der hier als unabhängig von der Fahrzeuggeschwindigkeit angenommen wird, berechnet sich aus dem dynamischen Abrollumfang  $U_{i,\text{dyn}}$ .

$$r_{i,\text{dyn}} = \frac{U_{i,\text{dyn}}}{2\pi} \quad (2.9)$$

Das Radwiderstandsmoment  $M_{i,R}$  ergibt sich zu:

$$M_{i,R} = f_R F_{i,z} r_{i,\text{dyn}} + M_{i,\text{Reib}} = M_{i,\text{Rowi}} + M_{i,\text{Reib}} \quad (2.10)$$

Die Radträgheit  $J_i$  beinhaltet alle rotatorischen Trägheiten der sich um die Raddrehachse drehenden Teile des Fahrwerks wie beispielsweise die Felge, der Reifen, Bestandteile der Radbremsen und Teile der Antriebswelle. Der Drallsatz um das Rad ergibt sich zu:

$$J_i \dot{\omega}_{i,y} = M_{i,y} - M_{i,B} - M_{i,R} - F_{i,x} r_{i,\text{dyn}}. \quad (2.11)$$

Die Neigung zwischen Radmittelebene und der lotrecht auf der Fahrbahn stehenden  $Z_i$ -Achse wird als Sturzwinkel  $\gamma_i$  bezeichnet. Der Sturzwinkel ist abhängig von der Einfederung  $\Delta z_{i,V}$  des Radträgers gegenüber dem Fahrzeugaufbau (siehe Abbildung 2.9).

**Schlupf und Schräglauf** Die kinematische Größe des Umfangsschlupfs  $\kappa_i$  kennzeichnet den Bewegungszustand des Rades. Mit folgender Schlupfdefinition nach [Pac06] wird der Längsschlupf des Reifens beschrieben:

$$\kappa_i = \frac{\omega_{i,y} r_{i,\text{dyn}} - v_{i,x}}{v_{i,x}} \quad (2.12)$$

Je nach Zustand kann Antriebsschlupf ( $\kappa > 0$ ), Bremsschlupf ( $\kappa < 0$ ) oder kein Schlupf ( $\kappa = 0$ ) entstehen. Der Winkel zwischen dem Geschwindigkeitsvektor  $\mathbf{v}_i$  und der Radlängsrichtung  $X_i$  wird als Schräglaufwinkel  $\alpha_i$  bezeichnet.

$$\alpha_i = -\arctan \frac{v_{i,y}}{v_{i,x}} \quad (2.13)$$

Rollt der Reifen unter Schräglauf ab, verschieben sich die Reifenelemente bei Fahrbahnkontakt und erzeugen eine Seitenkraft  $F_{i,y}$ . Dabei ist die Seitenkraft größer null, wenn der Schräglaufwinkel größer null wird und umgekehrt.

**Magic Tyre Formula** Die ebenen stationären Reifenkräfte  $F_{i,x,\text{stat}}$  und  $F_{i,y,\text{stat}}$  werden nach dem *Magic Formula*-Reifenmodell gemäß [Pac06] modelliert. Mit der *Magic Formula* wird das Ein- und Ausgangsverhalten des Reifen-Fahrbahnkontakts unter quasi-stationären Bedingungen mathematisch beschrieben. Dabei werden die Reifenkräfte bei reiner Längs- oder Querschlupfbeanspruchung in Abhängigkeit des Reibwerts  $\mu_i$ , Radschlupfes  $\kappa_i$ , Schräglaufwinkels  $\alpha_i$ , Sturzes  $\gamma_i$  und der Radlast  $F_{i,z}$  berechnet (siehe Abbildung 2.4). Aus Prüfstandsmessungen können die Parameter

- $B_{x/y,\kappa/\alpha}$ : Steifigkeitsfaktor
- $C_{x/y,\kappa/\alpha}$ : Formfaktor
- $D_{x/y,\kappa/\alpha}$ : Maximalwert
- $E_{x/y,\kappa/\alpha}$ : Krümmungsfaktor
- $S_{H/V,x/y,\kappa/\alpha}$ : horizontales/vertikales Offset

zur Beschreibung des statischen Reifenverhaltens gewonnen werden. Über die Korrekturfaktoren  $G_{i,x\kappa}$  und  $G_{i,y\alpha}$  wird der Einfluss durch die kombinierte Beanspruchung des Kraftschlusses in x- und y-Richtung abgebildet (siehe Abbildung 2.5).

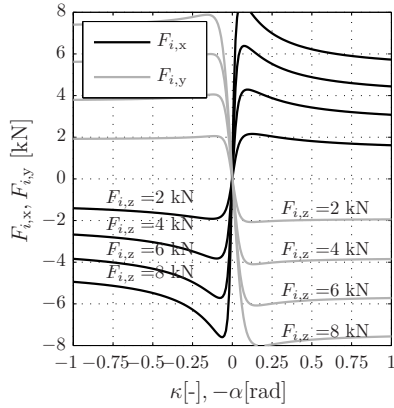


Abb. 2.4: Reifenlängs- und Reifenquerkräfte nach dem *Magic Formula*-Reifenmodell bei reiner Längs- bzw. Querbeanspruchung für verschiedene Radlasten  $F_{i,z}$ .

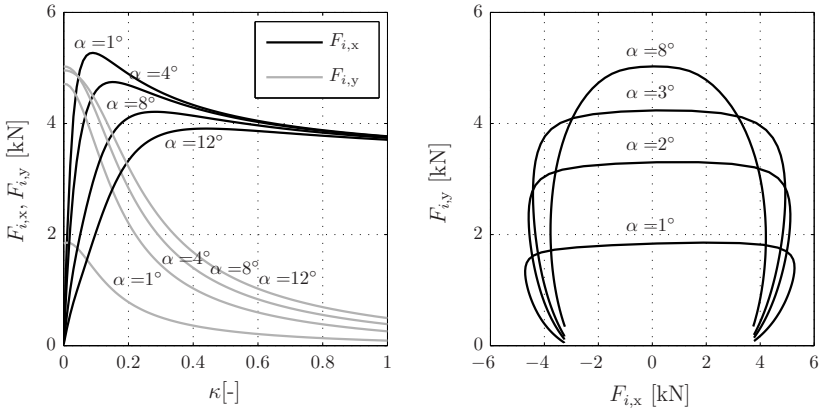


Abb. 2.5: Reifenlängs- und Reifenquerkräfte bei kombinierter Kraftschlussbeanspruchung nach dem *Magic Formula*-Reifenmodell. Links: Längs- und Querkräfte unter Schräglauf in Abhängigkeit des Längsschlupfes. Rechts: Reifenquer- über den Reifenlängs Kräften (Krempelsche Reibungsellipse) bei einer Radlast von  $F_{i,z} = 5$  kN.

$$\begin{aligned}
 F_{i,x,\text{stat}} &= F_{i,x0} \cdot G_{i,x\alpha} \\
 F_{i,x0} &= D_x \sin(C_x \arctan(B_x \kappa_x - E_x (B_x \kappa_x - \arctan(B_x \kappa_x)))) + S_{V_x} \\
 G_{i,x\alpha} &= \frac{\cos(C_{x\alpha} \arctan(B_{x\alpha} \alpha_S - E_{x\alpha} (B_{x\alpha} \alpha_S - \arctan(B_{x\alpha} \alpha_S))))}{\cos(C_{x\alpha} \arctan(B_{x\alpha} S_{Hx\alpha} - E_{x\alpha} (B_{x\alpha} S_{Hx\alpha} - \arctan(B_{x\alpha} S_{Hx\alpha}))))} \\
 \kappa_x &= \kappa_i + S_{H_x} \\
 \alpha_S &= \alpha_i + S_{H_{x\alpha}}
 \end{aligned} \tag{2.14}$$

$$\begin{aligned}
 F_{i,y,\text{stat}} &= F_{i,y0} \cdot G_{i,y\kappa} \\
 F_{i,y0} &= D_y \sin(C_y \arctan(B_y \alpha_y - E_y (B_y \alpha_y - \arctan(B_y \alpha_y)))) + S_{V_y} \\
 G_{i,y\kappa} &= \frac{\cos(C_{y\kappa} \arctan(B_{y\kappa} \kappa_S - E_{y\kappa} (B_{y\kappa} \kappa_S - \arctan(B_{y\kappa} \kappa_S))))}{\cos(C_{y\kappa} \arctan(B_{y\kappa} S_{Hy\kappa} - E_{y\kappa} (B_{y\kappa} S_{Hy\kappa} - \arctan(B_{y\kappa} S_{Hy\kappa}))))} \\
 \alpha_y &= \alpha_i + S_{H_y} \\
 \kappa_S &= \kappa_i + S_{H_{y\kappa}}
 \end{aligned} \tag{2.15}$$

Beim Einlenken des Reifens verspannen sich die Latschteile nicht sofort [Pac06], wodurch die stationären Seiten- und Längskräfte erst nach einem Teil einer Radumdrehung erreicht werden. Dieses sogenannte Reifeneinlaufverhalten beschreibt den transienten Kraftaufbau und wird für das Reifenmodell durch eine Differentialgleichung erster Ordnung angenähert [Pac06] [HE07]:

$$\begin{aligned}
 \sigma_{i,\kappa} \dot{F}_{i,x} + |v_{i,x}| F_{i,x} &= |v_{i,x}| F_{i,x,\text{stat}} \\
 \sigma_{i,\alpha} \dot{F}_{i,y} + |v_{i,x}| F_{i,y} &= |v_{i,y}| F_{i,y,\text{stat}} \\
 \sigma_{i,\kappa} &= \max\left(\frac{1}{C_{F_x}} \frac{\partial F_{i,x,\text{stat}}}{\partial \kappa_i}, \sigma_{\kappa,\text{min}}\right) \\
 \sigma_{i,\alpha} &= \max\left(\frac{1}{C_{F_y}} \frac{\partial F_{i,y,\text{stat}}}{\partial \alpha_i}, \sigma_{\alpha,\text{min}}\right)
 \end{aligned} \tag{2.16}$$

$\sigma_{i,\kappa}$  und  $\sigma_{i,\alpha}$  beschreiben hier die Einlaufängen des Reifens, die maßgeblich die Dynamik des Kraftaufbaus beeinflussen. Um hohe Rechenzeiten zu vermeiden, werden die durch die Längs-  $C_{F_x}$  und Quersteifigkeit  $C_{F_y}$  der Reifenkarkasse berechneten statischen Einlaufängen im aktuellen Betriebspunkt durch die Grenzen  $\sigma_{\kappa,\text{min}}$  und  $\sigma_{\alpha,\text{min}}$  begrenzt.

Das Rückstellmoment  $M_{i,z}$  um die lotrecht auf der Fahrbahn stehende  $Z_i$ -Achse ergibt sich aus den Reifenkräften multipliziert mit den jeweiligen

Hebelarmen sowie dem Restmoment, das sich aus der Reifekonizität und dem Sturzwinkel ergibt.

$$\begin{aligned}
 M_{i,z} &= -n_R \cdot F_{i,y}^* + M_{zr} + s_R \cdot F_{i,x} \\
 n_R &= D_t \cos(C_t \arctan(B_t \alpha_{t,eq} - E_t (B_t \alpha_{t,eq} - \arctan(B_t \alpha_{t,eq})))) \cdot \cos(\alpha_i) \\
 F_{i,y}^* &= F_{i,y} - S_{y\kappa} \\
 M_{zr} &= D_r \cos(C_r \arctan(B_r \alpha_{r,eq}))
 \end{aligned} \tag{2.17}$$

Dabei bezeichnet die Variable  $n_R$  den Reifennachlauf, um den die Seitenkraft  $F_{i,y}$  versetzt angreift. Die Strecke  $s_R$  entspricht dem Hebelarm zwischen Latschmittelpunkt  $L_i$  und der Reifendängskraft  $F_{i,x}$ . Für die Bestimmung der genannten *Magic Formula*-Parameter wird auf die ausführliche Beschreibung in [Pac06] verwiesen.

### 2.2.3 Lenkungsmodell

Das Lenksystem in einem Kraftfahrzeug setzt den Lenkradwinkel des Fahrers  $\delta_H$  in die jeweiligen Lenkwinkel der Räder  $\delta_i$  um. In dieser Arbeit wird ein Fahrzeug mit Zahnstangenvorderachslenkung, die im Pkw-Bereich üblich ist, betrachtet. In Abbildung 2.6 ist das betrachtete Lenksystem schematisch dargestellt. Das vom Fahrer aufgebrachte Lenkradmoment  $M_H$  tordiert die Lenksäule mit der Federsteifigkeit  $c_L$  um die Differenz der Winkel  $\delta_H$  und  $\delta_V$ .

$$M_H = c_L (\delta_H - \delta_V) \tag{2.18}$$

Der Lenkwinkel  $\delta_V$  wird über das Lenkgetriebe mit der Übersetzung  $i_L$  in eine translatorische Verschiebung der Zahnstange  $u_z$  umgesetzt. Die Spurhebel sind über die Spurstangen mit der Zahnstange kinematisch verbunden und übertragen die Lenkkräfte. Die Querkraft  $F_{i,y}$  erzeugt mit dem Hebelarm aus konstruktivem Nachlauf  $n_K$  und Reifennachlauf  $n_R$  ein Moment, welches vom Fahrer über das Lenkrad abgestützt werden muss. In dieser Arbeit wird der Einfluss auf das Lenkradmoment durch die Längskraft und den Lenkrollradius  $r_L$  sowie der Einfluss des Reifennachlaufs nicht betrachtet.

Das vom Fahrer aufzubringende Moment  $M_H$  ist somit abhängig von den Reifenseitenkräften  $F_{1,y}$  und  $F_{2,y}$  und dem Nachlauf  $n_K + n_R$  [Ant08].

$$c_L (\delta_H - \delta_V) = \frac{(F_{1,y} + F_{2,y})(n_K + n_R)}{i_L} \tag{2.19}$$

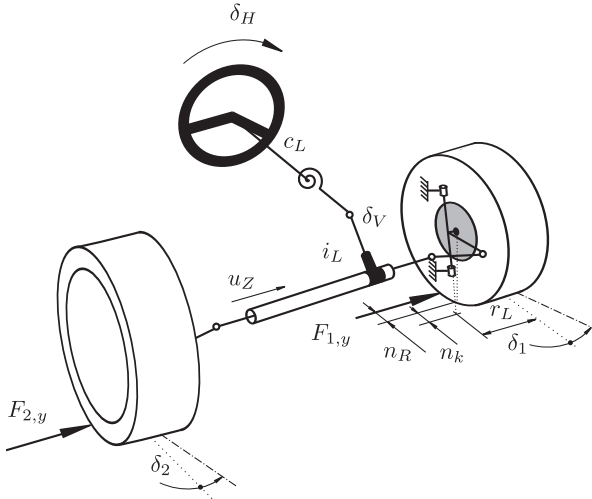


Abb. 2.6: Schematische Darstellung einer Zahnstangenlenkung und wichtiger Größen der Lenkkinematik.

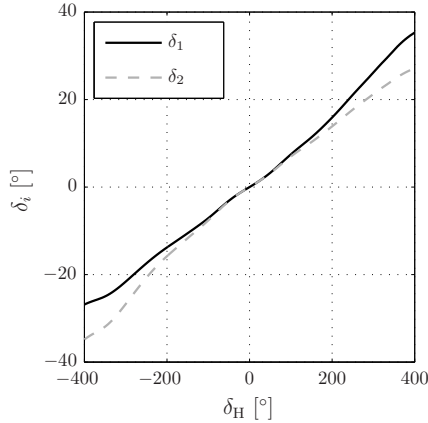
Für die Radlenkwinkel  $\delta_1$  und  $\delta_2$  gilt somit unter Berücksichtigung der nichtlinearen Abhängigkeit der Lenkübersetzung [HE07]  $i_L$  von  $\delta_V$  (siehe Abbildung 2.7):

$$\begin{aligned}\delta_1 &= \frac{\delta_V}{i_{L,1}(\delta_V)} \\ \delta_2 &= \frac{\delta_V}{i_{L,2}(\delta_V)}\end{aligned}\quad (2.20)$$

Für die in dieser Arbeit betrachteten Lenkradwinkel ( $\delta_H < 100^\circ$ ) ist die Annahme  $\delta_1 = \delta_2$  gerechtfertigt und das Gleichsetzen von (2.19) und (2.20) ergibt:

$$\delta_1 = \delta_2 = \frac{\delta_H}{i_L(\delta_V)} - \frac{(F_{1,y} + F_{2,y})(n_K + n_R)}{c_L i_L(\delta_V)^2}\quad (2.21)$$

Die Vorderradlenkwinkel werden neben der Lenkübersetzung und -steifigkeit durch die Einfederung des Fahrwerks beeinflusst. Dieser Effekt wird im Fahrwerkmodell berücksichtigt und nachfolgend beschrieben.



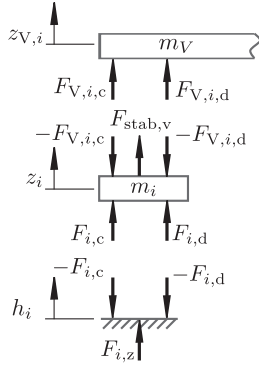
**Abb. 2.7:** Typischer Verlauf der Radlenkwinkel  $\delta_1$  und  $\delta_2$  über dem Lenkradwinkel  $\delta_H$ . Der Spurdifferenzwinkel nimmt erst bei höheren Lenkradwinkeln zu (vgl. [HE07]).

## 2.2.4 Fahrwerkmodell

Die im Reifenlatsch eingeleiteten äußeren Kräfte wirken über das Fahrwerk auf den Fahrzeugaufbau. Der Fahrzeugaufbau wird vereinfacht als starrer Körper betrachtet, dessen Masse im Schwerpunkt  $SP$  konzentriert angenommen wird. Dabei erfolgt die Krafteinleitung der vertikalen Radkräfte  $F_{i,z}$  in den Fahrzeugaufbau an den Punkten  $A_i$  (siehe Abbildung 2.10), wodurch die Nick-, Wank- und Hubbewegungen des Fahrzeugaufbaus entstehen.

Wie in Abbildung 2.8 dargestellt, besteht das hier eingesetzte Fahrwerkmodell aus Feder- und Dämpferelementen, die ein Einfedern des Rades in  $Z_i$ -Richtung ermöglichen. Zusätzlich wird der luftgefüllte Gummireifen als Feder-Dämpferelement modelliert. Die statische Einfederung von Fahrwerk und Reifen wird mit  $z_{V,0}$  bzw.  $z_0$  beschrieben. Die Größen  $\Delta z$  und  $\Delta z_V$  verschwinden, wenn als einzige äußeren Kräfte lediglich die Gewichtskräfte auf das Fahrzeug wirken.

$$\Delta z = \underbrace{\begin{bmatrix} z_1 \\ z_2 \\ z_3 \\ z_4 \end{bmatrix}}_z - \underbrace{\begin{bmatrix} h_1 \\ h_2 \\ h_3 \\ h_4 \end{bmatrix}}_h + z_0 \quad \Delta z_V = \underbrace{\begin{bmatrix} z_{V,1} \\ z_{V,2} \\ z_{V,3} \\ z_{V,4} \end{bmatrix}}_{z_V} - \begin{bmatrix} z_1 \\ z_2 \\ z_3 \\ z_4 \end{bmatrix} + z_{V,0} \quad (2.22)$$



**Abb. 2.8:** Schematische Darstellung des Fahrwerks mit detaillierter Betrachtung der vertikalen Fahrwerkskräfte am Rad  $i$ . Die Fahrbahnhöhe ist in dieser Arbeit für alle betrachteten Manöver  $h_i = 0$  m.

In Abhängigkeit der Einfederung  $\Delta z_V$  verändert sich die Vorspur  $\delta_{i,\Delta z}$  und der Radsturz  $\gamma_i$  entsprechend der Fahrwerkskinematik (siehe Abbildung 2.9). Die kinematischen und elastokinematischen Verschiebungen der Rad-aufhängung in  $X_i$ - und  $Y_i$ -Richtung werden vernachlässigt.

**Einfederung** Die Bewegung des Schwerpunkts und der Räder bewirken eine Änderung der vertikalen Feder- und Dämpferkräfte  $\mathbf{F}_{V,c}$  und  $\mathbf{F}_{V,d}$ . Hierdurch ändert sich der Fahrzeugaufbau entsprechend seiner Freiheitsgrade in seinem Wank- und Nickwinkel  $\phi_V$  und  $\theta_V$  oder seiner Hubbewegung  $\Delta r_{V,z}$  [Ant08]. Für die Verschiebung der Punkte  $A_i$  in  $Z_V$ -Richtung ergibt sich:

$$\mathbf{z}_V = \underbrace{\begin{bmatrix} \frac{b_v}{2} & -l_v & 1 \\ -\frac{b_v}{2} & -l_v & 1 \\ \frac{b_h}{2} & l_h & 1 \\ -\frac{b_h}{2} & l_h & 1 \end{bmatrix}}_{\mathbf{T}_z} \underbrace{\begin{bmatrix} \phi_V \\ \theta_V \\ r_{V,z} \end{bmatrix}}_{\boldsymbol{\xi}} \quad (2.23)$$

Im Folgenden wird nun die Bewegungsgleichung des Rades in  $Z_i$ -Richtung anhand des Kräftegleichgewichts aus Abbildung 2.8 hergeleitet. Über die Einfederung  $\Delta z_V$  ändern sich die Feder- und Dämpferkräfte  $\mathbf{F}_{V,c}$  und  $\mathbf{F}_{V,d}$  des Fahrwerks. Die Federsteifigkeit  $c_{V,i}$  und der Dämpfungskonstante  $d_{V,i}$  werden hierbei als linear betrachtet.



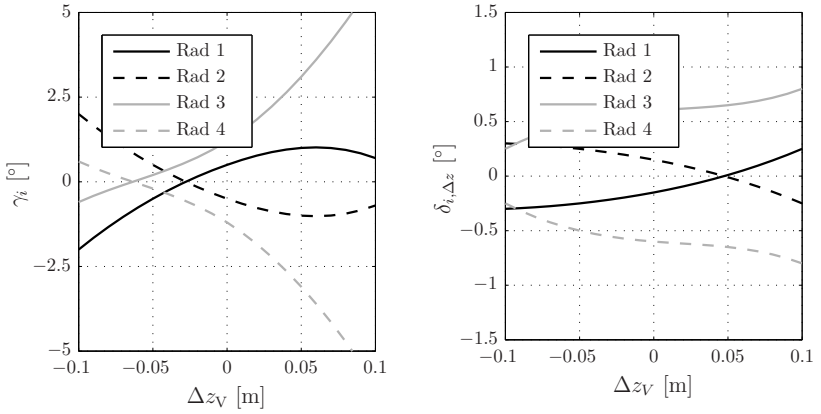


Abb. 2.9: Typischer Verlauf der Änderung des Sturzwinkels  $\gamma_i$  und der Vorspur  $\delta_{i,\Delta z}$  über der Einfederung  $\Delta z_V$  (vgl. [Gau11]).

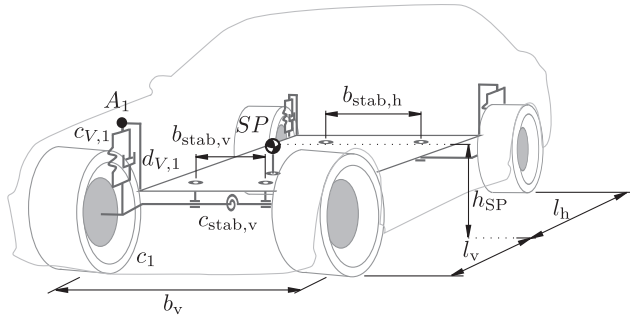


Abb. 2.10: Schematische Darstellung des Fahrwerks mit detaillierter Betrachtung des Feder-Dämpferelements sowie des Kraftangriffspunkts am Rad 1.

$$\begin{aligned}
 \mathbf{F}_{V,c} &= \underbrace{\begin{bmatrix} -c_{V,1} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -c_{V,2} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -c_{V,3} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -c_{V,4} \end{bmatrix}}_{M_{V,c}} \Delta \mathbf{z}_V \\
 \mathbf{F}_{V,d} &= \underbrace{\begin{bmatrix} -d_{V,1} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -d_{V,2} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -d_{V,3} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -d_{V,4} \end{bmatrix}}_{M_{V,d}} \Delta \dot{\mathbf{z}}_V
 \end{aligned} \tag{2.24}$$

Für die Kraft durch die lineare Steifigkeit  $c_{\text{stab},v}$  und  $c_{\text{stab},h}$  des Vorderachs- und Hinterachsstabilisators auf den Radträger  $\mathbf{F}_{\text{stab}}$  ergibt sich folgender Zusammenhang:

$$\mathbf{F}_{\text{stab}} = \underbrace{\begin{bmatrix} c_{\text{stab},v} & -c_{\text{stab},v} & 0 & 0 \\ -c_{\text{stab},v} & c_{\text{stab},v} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & c_{\text{stab},h} & -c_{\text{stab},h} \\ 0 & 0 & -c_{\text{stab},h} & c_{\text{stab},h} \end{bmatrix}}_{M_{\text{stab}}} \Delta \mathbf{z}_V \tag{2.25}$$

Die Feder- und Dämpferkräfte der Reifen  $\mathbf{F}_c$  und  $\mathbf{F}_d$  können wie folgt über die linearen Federsteifigkeiten  $c_i$  und Dämpfungskonstanten  $d_i$  berechnet werden:

$$\begin{aligned}
 \mathbf{F}_c &= \underbrace{\begin{bmatrix} -c_1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -c_2 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -c_3 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -c_4 \end{bmatrix}}_{M_c} \Delta \mathbf{z} \\
 \mathbf{F}_d &= \underbrace{\begin{bmatrix} -d_1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -d_2 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -d_3 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -d_4 \end{bmatrix}}_{M_d} \Delta \dot{\mathbf{z}}
 \end{aligned} \tag{2.26}$$

Die Masse des Fahrwerks wird zum Teil der Radmasse  $m_i$  und Fahrzeugaufbaumasse  $m_V$  zugerechnet. Mit den Massenkräften und der Erdbeschleunigung  $g$  können die Bewegungsgleichungen der Räder angegeben werden:

$$\ddot{\mathbf{z}} = \mathbf{m}^{-1}(\mathbf{M}_c\Delta\mathbf{z} + \mathbf{M}_d\Delta\dot{\mathbf{z}} - \mathbf{M}_{V,c}(\Delta\mathbf{z}_V + \mathbf{z}_{V,0}) - \mathbf{M}_{V,d}\Delta\dot{\mathbf{z}}_V \dots \\ \dots - \mathbf{F}_g + \mathbf{M}_{\text{stab}}\Delta\mathbf{z}_V) \quad (2.27)$$

mit  $\mathbf{F}_g = \mathbf{m}g = \begin{bmatrix} m_1 \\ m_2 \\ m_3 \\ m_4 \end{bmatrix} g$

**Radlast** Die Radlasten  $\mathbf{F}_z$  ergeben sich aus den Feder- und Dämpferkräften des Reifens  $\mathbf{F}_c$  und  $\mathbf{F}_d$  zu:

$$\mathbf{F}_z = \mathbf{M}_c\Delta\mathbf{z} + \mathbf{M}_d\Delta\dot{\mathbf{z}} \quad (2.28)$$

Der Stabilisator stützt das durch die Kräfte am Radträger aufgebrachte Moment am Fahrzeugaufbau ab.

$$\mathbf{M}_{\text{stab}} = \begin{bmatrix} -b_{\text{stab},v}c_{\text{stab},v} \\ b_{\text{stab},v}c_{\text{stab},v} \\ -b_{\text{stab},h}c_{\text{stab},h} \\ b_{\text{stab},h}c_{\text{stab},h} \end{bmatrix}^T \Delta\mathbf{z}_V \quad (2.29)$$

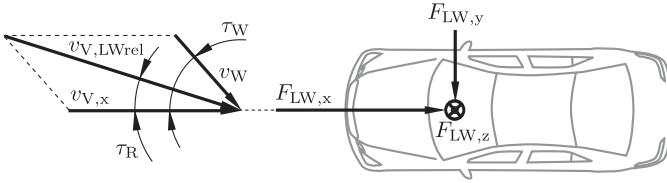
## 2.2.5 Fahrzeugaufbaumodell

Die Bewegung des Fahrzeugaufbaus kann über die Geschwindigkeit des Massenmittelpunktes  $\mathbf{v}_V$ , die Kardanwinkel  $\phi_V$ ,  $\theta_V$  und  $\psi_V$  sowie die Fahrzeugmasse  $m_V$  beschrieben werden. Zur Aufrechterhaltung des Bewegungszustandes müssen die Fahrwiderstände überwunden werden. Insbesondere bei mittleren und hohen Geschwindigkeiten ist der Einfluss des Luftwiderstands zu berücksichtigen.

**Luftwiderstand** Der Luftwiderstand des Fahrzeugs ergibt sich zum größten Teil aus dem Druckwiderstand, der sich aus dem Staudruck  $p_L$

$$p_L = \frac{\rho_L}{2} \cdot v_{V,\text{LWrel}}^2 \quad (2.30)$$

sowie der turbulenten Luftströmung am Fahrzeugheck ergibt. Dem Druckwiderstand wird auch der induzierte Luftwiderstand zugerechnet, der durch die Verwirbelungen der umgebenden Luft erzeugt wird [HE07]. Zusätzlich wirken der Reibungswiderstand sowie die innere Strömung zur Kühlung des Motors und Belüftung des Fahrgastraumes als Widerstandskräfte [PS93].



**Abb. 2.11:** Luftwiderstandskraft  $\mathbf{F}_{LW}$  in Abhängigkeit der Fahrzeuglängsgeschwindigkeit  $v_{V,x}$  und Umgebungswindgeschwindigkeit  $v_W$  (vgl. [SHB10]).

Nach [SHB10] ergibt sich die Relativgeschwindigkeit der Luft bezogen auf das fahrzeugfeste Koordinatensystem  $v_{V,LWrel}$  maßgeblich aus der Umgebungswindgeschwindigkeit  $v_W$  und dem durch die Fahrzeuglängsgeschwindigkeit  $v_{V,x}$  erzeugten Fahrtwind. Der Winkel zwischen Umgebungswind und Fahrzeuglängsachse wird mit  $\tau_W$  bezeichnet. Mit dem Kosinussatz ergibt sich:

$$v_{V,LWrel} = \sqrt{v_{V,x}^2 + v_W^2 + 2v_{V,x}v_W \cos \tau_W} \quad (2.31)$$

Für den Anströmwinkel  $\tau_R$  gilt:

$$\tau_R = \arcsin \left( \frac{v_W}{v_{V,LWrel}} \sin \tau_W \right) \quad (2.32)$$

Nach [Hak08] gilt für die Luftwiderstandskraft  $\mathbf{F}_{LW}$  mit der Anströmfläche  $A_W$  und dem Luftwiderstandsbeiwert  $c_W$ :

$$\mathbf{F}_{LW} = \begin{bmatrix} F_{LW,x} \\ F_{LW,y} \\ F_{LW,z} \end{bmatrix} \quad \text{mit} \quad (2.33)$$

$$F_{LW,x} = \frac{\rho_L}{2} c_{W,x}(\tau_R) A_W v_{V,LWrel}^2$$

$$F_{LW,y} = \frac{\rho_L}{2} c_{W,y}(\tau_R) A_W v_{V,LWrel}^2$$

$$F_{LW,z} = \frac{\rho_L}{2} c_{W,z}(\tau_R) A_W v_{V,LWrel}^2$$

Zur Vereinfachung wird für alle drei Kraftrichtungen dasselbe  $A_W$  gewählt, obwohl sich dies physikalisch nicht begründen lässt [SHB10]. Die Entfernung von Fahrzeugschwerpunkt zum Kraftangriffspunkt der Luftwiderstandskraft wird über den Ortsvektor  $\mathbf{r}_{LW}$  beschrieben.

**Impulssatz** Die translatorische Bewegung des Fahrzeugaufbaus ergibt sich mit dem Impulssatz nach NEWTON zu:

$$\mathbf{F}_V = m_V \cdot \left( \frac{d\mathbf{v}_V}{dt} + \boldsymbol{\omega}_V \times \mathbf{v}_V \right) \quad (2.34)$$

Die Summe aller Kräfte am Schwerpunkt ergibt sich aus den Radkräften  $\mathbf{F}_i$ , der Gewichtskraft  $\mathbf{F}_g = m_V g \mathbf{R}_V \mathbf{e}_z$  am Schwerpunkt und der Luftwiderstandskraft  $\mathbf{F}_{\text{LW}}$  zu

$$\mathbf{F}_V = \sum_{i=1}^4 \mathbf{F}_i + \mathbf{F}_{g,V} + \mathbf{F}_{\text{LW}} \quad (2.35)$$

**Drallstatz** Zur Beschreibung der drei rotatorischen Freiheitsgrade können die Kreisgleichungen nach EULER herangezogen werden.

$$\mathbf{M}_V = \begin{bmatrix} M_{V,x} \\ M_{V,y} \\ M_{V,z} \end{bmatrix} = \mathbf{J}_V \dot{\boldsymbol{\omega}}_V + \boldsymbol{\omega}_V \times (\mathbf{J}_V \boldsymbol{\omega}_V) \quad (2.36)$$

Die Trägheitsmatrix des Fahrzeugaufbaus im Fahrzeugkoordinatensystem  $K_V$  lautet

$$\mathbf{J}_V = \begin{bmatrix} J_{V,xx} & 0 & 0 \\ 0 & J_{V,yy} & 0 \\ 0 & 0 & J_{V,zz} \end{bmatrix} \quad (2.37)$$

$J_{V,xx}$ ,  $J_{V,yy}$  und  $J_{V,zz}$  beschreiben die Trägheitsmomente für Wank-, Nick- und Gierbewegungen des Fahrzeugaufbaus. Die Momente um die Achsen des  $K_V$ -Systems ergeben sich zu

$$\mathbf{M} = \sum_{i=1}^4 \mathbf{r}_i \times \mathbf{F}_i + \mathbf{r}_{\text{LW}} \times \mathbf{F}_{\text{LW}} + \mathbf{M}_{\text{stab,v}} + \mathbf{M}_{\text{stab,h}} \quad (2.38)$$

## 2.3 Batteriemodell

Die Batterie speichert die elektrische Energie in chemischer Form und beeinflusst maßgeblich die Reichweite und Fahrleistung eines Elektrofahrzeugs. Entsprechend der Richtung des elektrischen Stromflusses wird die Batterie geladen oder entladen und ermöglicht so das Antreiben des Fahrzeugs oder die Rekuperation der Bremsleistung. Das elektrochemische Batterieverhalten wird in dieser Arbeit durch ein modifiziertes Shepherd-Modell nach [TD09] beschrieben.

Zur Bewertung des Energieverbrauchs wird die Änderung der Batteriespannung  $U_{\text{Bat}}$  beim Entladen ( $I_{\text{Bat}} > 0$ ) durch folgende Gleichung beschrieben (siehe Abbildung 2.12) [TD09]:

$$U_{\text{Bat}} = E_0 - R_{\text{Bat}} I_{\text{Bat}} - K \frac{Q}{Q - \int I_{\text{Bat}} dt} \left( \int I_{\text{Bat}} dt + I_{\text{Bat}}^* \right) + A_{\text{Bat}} e^{-B_{\text{Bat}} \int I_{\text{Bat}} dt}$$

mit  $I_{\text{Bat}} = T_{\text{Bat}} \cdot \dot{I}_{\text{Bat}}^* + I_{\text{Bat}}^*$

(2.39)

$E_0$  bezeichnet die konstante Batteriespannung,  $K$  die Polarisationskonstante,  $Q$  die Batteriekapazität,  $I_{\text{Bat}}$  ist der Batteriestrom,  $R_{\text{Bat}}$  der Innenwiderstand der Batterie,  $A_{\text{Bat}}$  und  $B_{\text{Bat}}$  sind Koeffizienten zur Beschreibung der Amplitude in der exponentiellen Zone der Entladekurve einer Batteriezelle. Zur Berechnung von  $I_{\text{Bat}}^*$  wird der Strom mit der Zeitkonstante  $T_{\text{Bat}}$  gefiltert. Für das Laden ( $I_{\text{Bat}} < 0$ ) der Batterie gilt [TD09]:

$$U_{\text{Bat}} = E_0 - R_{\text{Bat}} I_{\text{Bat}} - K \frac{Q}{\int I_{\text{Bat}} dt + 0,1Q} I_{\text{Bat}}^* - \dots$$

$$\dots K \frac{Q}{Q - \int I_{\text{Bat}} dt} \int I_{\text{Bat}} dt + A_{\text{Bat}} e^{-B_{\text{Bat}} \int I_{\text{Bat}} dt}.$$
(2.40)

Der Batterieladezustand  $SOC^1$  gibt den prozentualen Ladezustand der Batterie an.

$$SOC = \frac{Q - \int I_{\text{Bat}} dt}{Q}$$
(2.41)

Die Strombeschränkungen der Batterie wirken sich maßgeblich auf die Fahrleistungen eines Elektrofahrzeugs aus. In diesem Modell werden die maximal möglichen Dauer-Lade- und Dauer-Entladeströme  $\underline{I}_{\text{Bat}}$  und  $\bar{I}_{\text{Bat}}$  in Abhängigkeit des Ladestands  $SOC$  betrachtet.

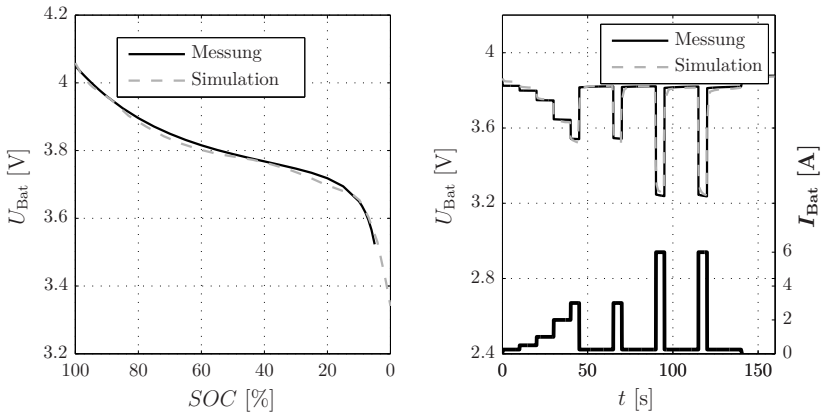
$$\underline{I}_{\text{Bat}} = f(SOC)$$

$$\bar{I}_{\text{Bat}} = f(SOC)$$
(2.42)

Der Einfluss der Temperatur auf die Stromgrenzen wird nicht berücksichtigt. Zusätzlich kann für eine gewisse Zeit  $T_{\text{Bat,peak}}$  ein Peak-Lade-Strom  $\underline{I}_{\text{Bat,peak}}$  und Peak-Entlade-Strom  $\bar{I}_{\text{Bat,peak}}$  gefordert werden. Nach Ablauf der Zeit  $T_{\text{Bat,peak}}$  muss der Strom für mindestens die Zeit  $T_{\text{Bat,relax}}$  auf die Dauer-Stromgrenzen reduziert werden.

---

<sup>1</sup>SOC: State Of Charge

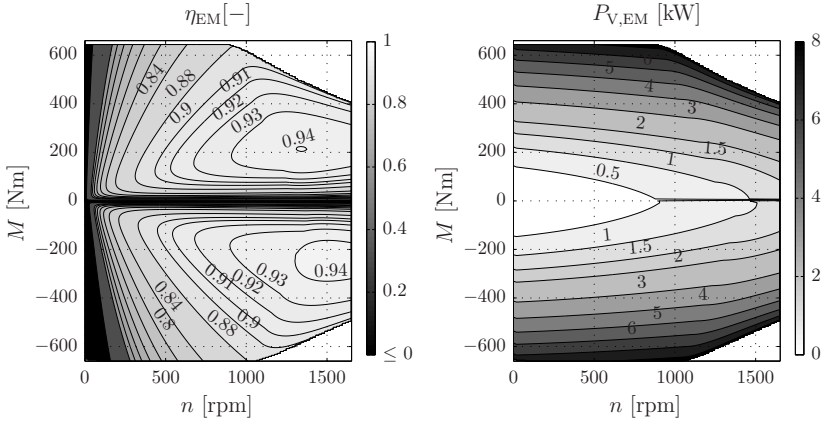


**Abb. 2.12:** Spannung bei offener Klemme in Abhängigkeit des SOC (links), Spannungsverlauf bei dynamischem Entladen der Batterie (rechts) am Beispiel einer Li-Ion-Batterie zelle (vgl. [BTDDK03]).

## 2.4 Modell des Elektromotors mit Umrichter

Der Elektromotor wandelt die elektrische Leistung aus der Batterie in mechanische Leistung, die zum Antreiben des Fahrzeugs genutzt wird, um. In dieser Arbeit wird eine permanenterregte Synchronmaschine (PSM) betrachtet, die aufgrund ihrer Leistungsdichte und des guten Wirkungsgrades häufig in Elektrofahrzeugen zum Einsatz kommt. Zur Steigerung der Energieeffizienz und der Sicherheit im Fehlerfall können die Motoren über eine Trennkupplung von der Antriebswelle abgekoppelt werden. Die PSM gehört zu den Drehstrommaschinen. Die Gleichspannung aus der Batterie wird durch den Umrichter in eine dreiphasige Wechselspannung gewandelt. Der hieraus entstehende Drehstrom erzeugt in den Kupferwicklungen des Stators ein rotierendes Magnetfeld. Der Rotor besteht aus magnetischen Gleichpolen, die durch Permanentmagnete erzeugt werden, und läuft synchron mit dem Statorfeld um. Im Luftspalt zwischen Rotor und Stator wird über die magnetischen Reaktionskräfte das Drehmoment erzeugt [Bab07]. Die Modellierung der Verluste erfolgt auf Basis von Verlustleistungskennfeldern des Elektromotors mit Umrichter.

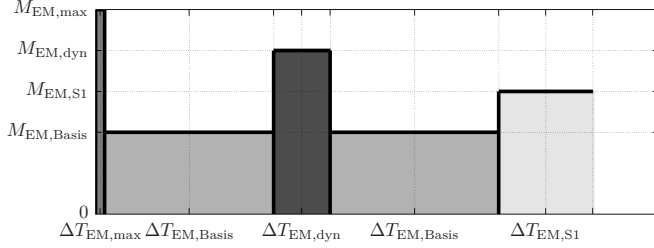
Eigens für diese Arbeit wurde von R. Doolittle eine PSM entworfen, die aufgrund ihres Designs als Radnabenantrieb oder Direktantrieb eingesetzt werden kann und somit ohne zusätzliches Übersetzungsgetriebe auskommt



**Abb. 2.13:** Wirkungsgrad-  $\eta_{EM}$  und Verlustleistungskennfeld  $P_{V,EM}$  der betrachteten PSM mit Umrichter in Abhängigkeit des Radmoments  $M$  und der Raddrehzahl  $n$  für eine Spannung von  $U = 330$  V [Doo11].

[Doo11]. In Abbildung 2.13 sind die Wirkungsgrad- und Verlustleistungskennfelder des betrachteten Elektromotors mit Umrichter bei einer konstanten Spannung von  $U = 330$  V dargestellt. Für die energetischen Betrachtungen sind die bei der Leistungswandlung entstehenden Verlustleistungen zu berücksichtigen. Diese Verluste sind insbesondere abhängig von dem eingesetzten Elektromotor- und Umrichtertyp, dem Lastpunkt, d. h. der Kombination aus Drehmoment und Drehzahl, sowie der Batteriespannung am Umrichter. Der Temperatureinfluss wird hier nicht berücksichtigt. Die Verluste im Elektromotor entstehen einerseits durch die lastunabhängigen Leerlaufverluste, die Eisen- und Reibungsverluste. Diese Verluste dominieren im Teillastbereich und reduzieren den Wirkungsgrad. Andererseits entstehen lastabhängige Verluste, die im Wesentlichen stromabhängig sind. Bei den lastabhängigen Verlusten dominieren die Stromwärmeverluste (auch: Kupferverluste), die sich durch das Joule'sche Gesetz  $R \cdot I^2$  beschreiben lassen (vgl. [Kes11]). Die Verluste des Umrichters ergeben sich aus den Verlusten der Halbleiterbauelemente, die sich wiederum in Durchlass- und Schaltverluste unterteilen lassen. Die Durchlassverluste ergeben sich aus dem Produkt von Durchlassspannung und -strom. Die Schaltverluste entstehen während des Ein- und Ausschaltens des Halbleiterelements und steigen mit der Schaltdauer und Schaltfrequenz an [GHV03].





**Abb. 2.14:** Darstellung der im Elektromotormodell hinterlegten Momentenbegrenzung durch  $\overline{M}_{i,EM}$  und  $\underline{M}_{i,EM}$  über der Zeit in Abhängigkeit der Elektromotorzeitkonstanten  $\Delta T_{EM,max}$ ,  $\Delta T_{EM,dyn}$ ,  $\Delta T_{EM,S1}$  und  $\Delta T_{EM,Basis}$  sowie den Momentenkennlinien  $M_{EM,max}$ ,  $M_{EM,dyn}$ ,  $M_{EM,S1}$  und  $M_{EM,Basis}$ .

Über die kombinierten Verlustleistungskennfelder von Elektromotor und Umrichter  $P_{V,EM}(M_{i,EM}, \omega_{i,EM}, U_{Bat})$  kann in Abhängigkeit des Lastpunktes auf die Verlustleistungen und damit auf den benötigten Strom am Umrichter  $I_i$  bei gegebener Spannung  $U_{Bat}$  zurückgerechnet werden. Die elektrische Leistung  $P_{i,EM,el}$  eines Motors ergibt sich zu:

$$P_{i,EM,el} = P_{i,EM,mech} + P_{i,V,EM} \quad (2.43)$$

Für den Strombedarf des Umrichters auf der Gleichstromseite  $I_i$  folgt:

$$I_i = \frac{P_{i,EM,el}}{U_{Bat}} \quad (2.44)$$

Die Dynamik eines Elektromotors ist im Vergleich zur Dynamik des Gesamtsystems hinreichend hoch, weshalb in dieser Arbeit der Drehmomentenaufbau vereinfacht durch ein Verzögerungsglied zweiter Ordnung beschrieben wird. Durch geeignete Parametrierung der Zeitkonstante  $T_{EM}$  und der Dämpfungskonstante  $d_{EM}$  kann das dynamische Verhalten an das jeweilige Motorverhalten angepasst werden.

$$T_{EM}^2 \ddot{M}_{i,EM}(t) + 2d_{EM}T_{EM} \dot{M}_{i,EM}(t) + M_{i,EM}(t) = M_i \quad (2.45)$$

Für die Fahrdynamikregelung sind die zeitlich veränderlichen Stellgrößenbeschränkungen von besonderer Bedeutung. Das verfügbare Drehmoment des Elektromotors hängt maßgeblich von der Temperatur bestimmter Motor- und Umrichterteile sowie den Strom- und Spannungsgrenzen der Batterie ab und wird von der Umrichtersteuerung durch ein maximal mögliches Drehmomentlimit  $\overline{M}_{i,EM}$  und ein minimal mögliches Drehmomentlimit  $\underline{M}_{i,EM}$  begrenzt. Abbildung 2.14 stellt die Beziehungen zwischen den

Zeitdauern  $\Delta T_{EM,max}$ ,  $\Delta T_{EM,dyn}$ ,  $\Delta T_{EM,S1}$  und  $\Delta T_{EM,Basis}$  sowie den Momentenkennlinien  $M_{EM,max}$ ,  $M_{EM,dyn}$ ,  $M_{EM,S1}$  und  $M_{EM,Basis}$  dar. Dabei entspricht  $M_{EM,max}$  dem unrichterbedingten Maximalmoment, das maximal für die Zeit  $\Delta T_{EM,max}$  abgerufen werden kann, bis das Motormoment wieder mindestens für die Zeit  $\Delta T_{EM,Basis}$  gleich oder unter dem Basismoment  $M_{EM,Basis}$  liegen muss. Das motorbedingte Spitzenmoment  $M_{EM,dyn}$  kann maximal für die Zeit  $\Delta T_{EM,dyn}$  anliegen, bis das Moment wieder für  $\Delta T_{EM,Basis}$  auf oder unter  $M_{EM,Basis}$  liegen muss. Das thermische Dauermoment  $M_{EM,S1}$  kann, wenn das Moment zuvor für  $\Delta T_{EM,Basis}$  auf oder unter  $M_{EM,Basis}$  lag, dauerhaft abgerufen werden. Diese Logik wird in dem Elektromotormodell über einen Zustandsautomaten abgebildet.

## Systemanalyse und Regelungskonzept

*Die Wahl des eingesetzten Regelungskonzepts richtet sich nach den Systemeigenschaften und den verfolgten Regelungszielen. Aus der Systemanalyse eines Elektrofahrzeugs mit radindividuellen Antrieben werden wichtige Erkenntnisse hinsichtlich des physikalisch möglichen Wirkbereichs der Aktoren und der Freiheitsgrade bei der Wahl der Stellgrößen gewonnen. In diesem Kapitel werden geeignete Ziele für die Regelung formuliert. Bei der anschließenden Wahl des Regelungskonzepts wird auf einen modularen Aufbau und die Erweiterbarkeit auf unterschiedliche Antriebsstrangkonzeppte Wert gelegt.*

### 3.1 Systemanalyse

Die Analyse des Antriebsstrangs eines Elektrofahrzeugs mit radindividuellen Antrieben gibt Aufschluss über die Potenziale zur Verbesserung des Fahrverhaltens sowie die Potenziale zur Reduktion der Verluste im Antriebsstrang. Für die Regelung besteht primär das Ziel, die Stellgrößen so zu wählen, dass der gewünschte fahrdynamische Zustand erreicht wird. Hiermit wird sichergestellt, dass der Fahrer innerhalb der physikalisch möglichen Grenzen eine gleichbleibende Reaktion des Fahrzeugs auf die Fahrereingaben erhält. Bei überaktuierten Systemen kann in bestimmten Fahrsituationen die Redundanz der Stellgrößen ausgenutzt werden, um sekundäre Regelungsziele wie beispielsweise die Steigerung der Fahrsicherheit [Ore06], die Reduktion des Stellaufwands [LF08] oder die Reduktion der Verlustleistung zu erfüllen.

### 3.1.1 Einfluss der Radmomente auf die globalen Kräfte und Momente

Die Bewegung des Fahrzeugaufbaus ist abhängig von den am Schwerpunkt wirkenden globalen Kräften  $\mathbf{F}_V$  und Momenten  $\mathbf{M}_V$ . Der Fahrzeugaufbau kann sich allgemein in Richtung der  $X_V$ -,  $Y_V$ - und  $Z_V$ -Richtung bewegen oder um diese Koordinatenachsen drehen. Die in dieser Arbeit betrachteten radindividuellen Antriebe ermöglichen die Änderung der ebenen Reifenkräfte  $\mathbf{F}_{i,xy}$ . Aus Abbildung 2.5 ist bekannt, dass sich mit dem Reifenlängsschlupf auch die Seitenkraft ändert, wodurch die Reifenlängs- und Reifenquerkräfte gekoppelt sind. Über die Zusammenhänge des ebenen Zweispurmodells aus B.2 lassen sich die Auswirkungen der Reifenkraftänderungen im globalen Kräfte- und Momentenvektor  $\mathbf{v}_{\text{sys}}$  nach (B.14) zusammenfassen:

$$\mathbf{v}_{\text{sys}} = \begin{bmatrix} F_{V,x} \\ F_{V,y} \\ M_{V,z} \end{bmatrix} = \mathbf{MRF}_{i,xy} \quad (3.1)$$

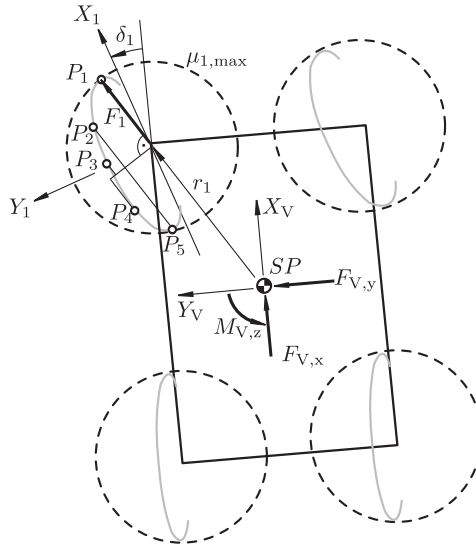
Auf diese Weise kann die ebene Fahrdynamik, die durch die Fahrzeuggeschwindigkeit  $v$ , die Giergeschwindigkeit  $\dot{\psi}$  und den Schwimmwinkel  $\beta$  eindeutig beschrieben ist, durch eine Änderung der Reifenkräfte beeinflusst werden.

In Abhängigkeit des Radmoments  $M_{i,y}$  bewegt sich der Reifenkraftvektor für den aktuellen Fahrzustand auf der Reifenkennlinie, die abhängig von der Radlast und dem Schräglaufwinkel des Reifens ist. In Abbildung 3.1 wird beispielhaft das Rad 1 isoliert betrachtet. Es sind fünf verschiedene Punkte  $P_1 \dots P_5$  auf der grauen Reifenkennlinie gekennzeichnet, die sich durch unterschiedliche Radmomente  $M_{1,y}$  erreichen lassen.

Den maximalen Beitrag für die globale Fahrzeuglängskraft  $F_{V,x}$  liefert der Reifenkraftvektor  $\mathbf{F}_1$  in Richtung  $P_1$ . Der maximal negative Beitrag wird in  $P_5$  erreicht. In  $P_2$  wird der Beitrag für die globale Querkraft  $F_{V,y}$  maximal. Für das Giermoment um die Hochachse gilt allgemein [JAJT10]:

$$\mathbf{M}_{V,i} = \mathbf{r}_i \times \mathbf{F}_i \quad (3.2)$$

Wird das Radmoment  $M_{i,y}$  so gewählt, dass der Kraftvektor auf den Punkt  $P_1$  zeigt, verschwindet der wirksame Hebelarm und damit das Moment um den Schwerpunkt. Das größte Moment ergibt sich bei Punkt  $P_4$ , da hier die größte wirksame Kraftkomponente zur Erzeugung eines Drehmoments

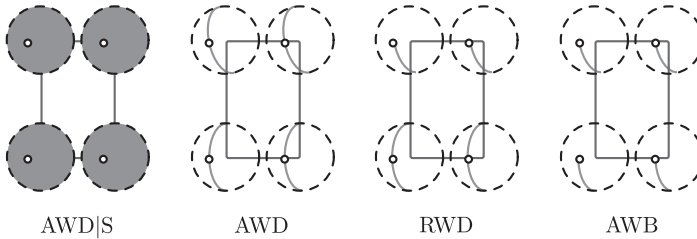


**Abb. 3.1:** Auf die Radlast normierte Reifenkraft  $F_1$  und deren Einfluss auf die globalen Kräfte  $F_{V,x}$  und  $F_{V,y}$  sowie das Giermoment  $M_{V,z}$  am Beispiel einer Linkskurvenfahrt. Die gestrichelten Linien sind die auf die Radlast normierten maximal erzielbaren Reifenkräfte. Durch Änderung des Radmoments  $M_i$  können bei konstantem Schräglauf alle Punkte auf der grauen Linie erreicht werden (vgl. auch Abb. 2.5).  $P_4$  liefert dabei das größte Moment um den Schwerpunkt  $SP$ . (vgl. [AJJT10])

um  $SP$  angreift.  $P_2$  und  $P_5$  erzeugen trotz unterschiedlicher Radmomente dasselbe Giermoment.  $P_3$  stellt den Kraftvektor bei  $M_i = 0$  Nm dar. Insbesondere bei hohen Radmomenten zeigt diese Darstellung die Notwendigkeit zur Betrachtung der kombinierten Kraftschlussbeanspruchung des Reifens auf.

### 3.1.2 Freiheitsgrade bei der Zuordnung der Radmomente

Die Freiheitsgrade bei der Wahl der Stellgrößen sind vom Wirkungsbereich der Aktoren abhängig. Kann ein Systemfreiheitsgrad durch mehrere Aktoren beeinflusst werden, so ergibt sich die Frage nach der Wahl der Stellgrößen. In Abbildung 3.2 wird der Wirkungsbereich unterschiedlicher Längs- und Querdynamikregelsysteme anhand der erzeugbaren Kräfte im Reifenlatsch dargestellt. Je nach eingesetzter Aktorik können Reifenkräfte in einzelnen Bereichen bis hin zur vollständigen Ausnutzung des Reibkreises dargestellt



**Abb. 3.2:** Vergleich verschiedener Längs- und Querdynamikregelsysteme anhand der auf die Radlast normierten erzeugbaren horizontalen Reifenkräfte (graue Flächen, graue Linien) (siehe auch Abbildung 3.1, [AJJT10]). AWD|S: Allrad- oder einzelradgetriebenes Fahrzeug mit Allrad- oder Einzelradlenkung, AWD: Allrad- oder einzelradgetriebenes Fahrzeug, RWD: Fahrzeug mit Hinterachsantrieb und regelbaren Einzelradbremsen, AWB: Fahrzeug mit regelbaren Einzelradbremsen.

werden. Je nach Systemkonfiguration müssen die Kopplungen zwischen den Stellgrößen beachtet werden, da diese die Freiheitsgrade bei der Wahl der Stellgrößen beeinflussen.

[And07] unterscheidet die direkte und indirekte Wirkung der Stellgrößen auf die Fahrdynamik. Mit einer aktiven Überlagerungslenkung kann beispielsweise direkt der Schräglaufwinkel und dadurch die übertragene Seitenkraft geregelt werden. Durch Vertikaldynamikregelsysteme, wie beispielsweise ein aktives Federungssystem, können direkt die Radlasten und indirekt die durch die Vorspur erzeugten Querkräfte und damit nicht nur das vertikale, sondern auch das querdynamische Verhalten beeinflusst werden. Die in dieser Arbeit betrachteten elektrischen Traktionsantriebe können direkt die im Reifenlatsch wirkenden Längskräfte beeinflussen. Indirekt besteht durch das Übertragungsverhalten der Reifen bei kombinierter Kraftschlussbeanspruchung eine Schwächung der Reifenquerkräfte (siehe Abschnitt 2.2.2).

Für ein Fahrzeug mit Allrad- oder Einzelradantrieb und zusätzlicher Allrad- oder Einzelradlenkung (AWD|S) können alle horizontalen Kräfte innerhalb der physikalischen Grenzen des Kamm'schen Kreises (schwarz gestrichelte Linie) dargestellt werden. Ein allrad- oder einzelradgetriebenes Fahrzeug (AWD) beeinflusst direkt die Längs- und indirekt die Querkräfte, weshalb sich eine Kurve in Abhängigkeit des Schräglaufwinkels als möglicher Wirkungsbereich ergibt. Fahrzeuge mit Hinterachsantrieb (RWD) haben nur

an der Hinterachse die Möglichkeit, positive Längskräfte zu stellen. An der Vorderachse können über die Radbremsen negative Längskräfte erzeugt werden. Wenn als Stellgrößen nur die Radbremsen (AWB) zur Verfügung stehen, so können nur negative Längskräfte erzeugt werden.

Das AWD-Antriebsstrangkzept aus Abbildung 2.1 besitzt vier Aktoren, die sich damit in ihren Wirkbereichen überschneiden und somit in bestimmten Fahrsituationen redundante Stelleingriffe erzeugen können. Die Längs- und Querkräfte sowie das Giermoment um den Fahrzeugschwerpunkt sind über den Reifen nichtlinear gekoppelt. Zusätzlich ist die Dynamik und die Begrenzung des Aktors bei der Wahl der Stellgrößen zu berücksichtigen. Werden allgemein alle möglichen Kombinationen an Stellgrößen betrachtet, die die vorgegebenen globalen Kräfte und Momente ergeben,

- so existiert genau *eine Lösung*, wenn beispielsweise durch Stellgrößenbeschränkungen oder durch eine extreme Fahrsituation nur eine Stellgrößenkombination auf die geforderten globalen Kräfte und Momente führt,
- so existieren *mehrere Lösungen*, wenn sich die Wirkbereiche der Aktoren überlagern
- oder es existiert *keine Lösung*, wenn keine Stellgrößenkombination auf die geforderten globalen Kräfte und Momente führt.

**Beispiel** In Abbildung 3.3 sind die Reifenkräfte im  $K_V$ -Koordinatensystem bei einer Linkskurvenfahrt dargestellt. Drei exemplarische Stellgrößenvektoren  $\mathbf{u}_a$ ,  $\mathbf{u}_b$  und  $\mathbf{u}_c$  sind für dieses Fahrmanöver eingezeichnet. Die Stellgröße  $\mathbf{u}_a = [0, 0, 0, 0]^T \text{Nm}$  entspricht einer Kurvenfahrt ohne Antriebs- oder Bremsmomente. Die Stellgrößen  $\mathbf{u}_b = [600, 96, -534, -161]^T \text{Nm}$  und  $\mathbf{u}_c = [-600, 400, -500, 600]^T \text{Nm}$  sind zwei weitere exemplarisch betrachtete Stellgrößenvektoren. In Abbildung 3.4 sind die globalen Kräfte der Stellgrößenvektoren  $\mathbf{u}_a$ ,  $\mathbf{u}_b$  und  $\mathbf{u}_c$  dargestellt. Es wird deutlich, dass, obwohl sich die Vektoren  $\mathbf{u}_a$  und  $\mathbf{u}_b$  deutlich unterscheiden, die Auswirkungen auf die globalen Kräfte und Momente um den Schwerpunkt dieselben sind. Im Umkehrschluss lässt sich also an diesem Beispiel zeigen, dass für ein gegebenes  $\mathbf{v}$  der zugehörige Stellgrößenvektor nicht eindeutig bestimmt werden kann, sondern mehrere mögliche Lösungen existieren. Diese Unterbestimmtheit des Systems kann ausgenutzt werden, um weitere

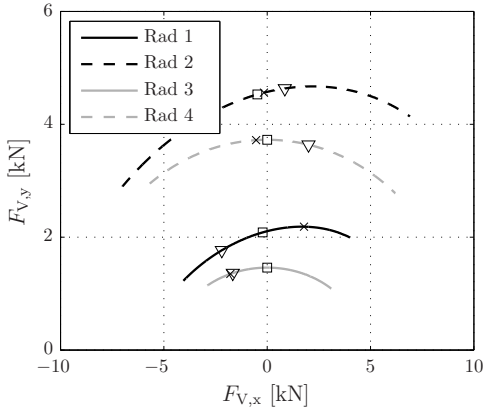


Abb. 3.3: Horizontale Reifenkräfte im  $K_V$ -Koordinatensystem bei Linkskurve mit  $v = 50$  km/h,  $\delta_H = 90^\circ$  für das betrachtete Fahrzeugmodell. Mit den exemplarischen Stellgrößenvektoren  $\mathbf{u}_a$  (Quadrate),  $\mathbf{u}_b$  (Kreuze),  $\mathbf{u}_c$  (Dreiecke).

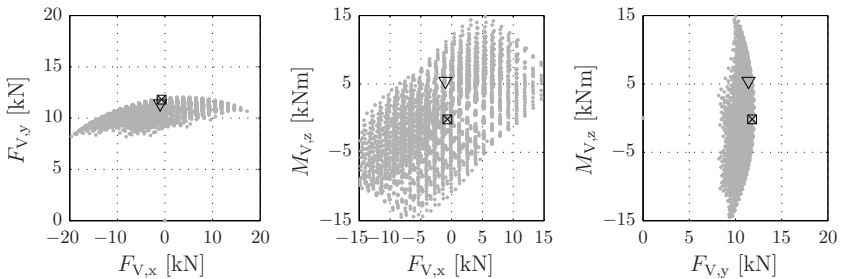


Abb. 3.4: Globale Kräfte und Momente  $\mathbf{v}$  in der Fahrsituation aus Abbildung 3.3. Die grauen Flächen kennzeichnen die von dem Antriebsstrangkonzzept erzielbaren Kräfte und Momente. Exemplarisch sind die Stellgrößenvektoren  $\mathbf{u}_a$  (Quadrate),  $\mathbf{u}_b$  (Kreuze),  $\mathbf{u}_c$  (Dreiecke) eingezeichnet. Es zeigt sich, dass, obwohl  $\mathbf{u}_a \neq \mathbf{u}_b$ , diese Punkte aufeinanderliegen, d.h. die Auswirkungen auf die Fahrndynamik des Fahrzeugs dieselben sind.



Regelungsziele zu erfüllen. So wäre in diesem Beispiel der Stellgrößenvektor  $\mathbf{u}_a$  dem Stellgrößenvektor  $\mathbf{u}_b$  vorzuziehen, da sie hinsichtlich der Auswirkungen auf die Fahrdynamik zwar gleichwertig, jedoch hinsichtlich des Energieverbrauchs deutlich unterschiedlich sind.

### 3.1.3 Analyse der fahrdynamischen Potenziale

Mit dem Einsatz radindividueller Antriebe in einem Kraftfahrzeug eröffnen sich zahlreiche Möglichkeiten, in die ebene Fahrdynamik mittels geeigneter Wahl der Radmomente einzugreifen. Die fahrdynamischen Potenziale werden im Folgenden bestimmten Haupt-Fahrsituationen nach [ZR+97] zugeordnet.

#### Kurvenverhalten

Mit radindividuellen Antrieben kann durch ungleiche Radmomente zwischen linker und rechter Fahrzeugseite das Giermoment zusätzlich erhöht oder verringert werden. In [Mei08] wurde anhand des linearen Einspurmodells B.1 der Einfluss des zusätzlichen Giermoments  $\Delta M_{V,z}$  analysiert. Der Drallsatz (B.8) muss hierzu erweitert werden.

$$\ddot{\psi} = \left( \frac{c_{\alpha,h}l_h - c_{\alpha,v}l_v}{J_{zz}} \right) \beta + \left( \frac{-c_{\alpha,h}l_h^2 - c_{\alpha,v}l_v^2}{J_{zz}v} \right) \dot{\psi} + \left( \frac{c_{\alpha,v}l_v}{J_{zz}} \right) \delta_v + \frac{\Delta M_{V,z}}{J_z} \quad (3.3)$$

Bei der stationären Kreisfahrt mit konstantem Schwimmwinkel und konstanter Giergeschwindigkeit

$$\begin{aligned} \dot{\beta} &= 0 \\ \ddot{\psi} &= 0 \end{aligned} \quad (3.4)$$

erfolgt nach Gleichsetzen von (B.7) und (3.3) für den Lenkradwinkel  $\delta_v$  des Einspurmodells:

$$\delta_v = \underbrace{\frac{l}{\rho_P}}_{\delta_A} - \underbrace{\frac{\Delta M_{V,z}(c_{\alpha,v} + c_{\alpha,h})}{c_{\alpha,v}c_{\alpha,h}l}}_{\delta_{\Delta M_z}} + \underbrace{\frac{m \cdot (c_{\alpha,h}l_h - c_{\alpha,v}l_v)}{lc_{\alpha,v}c_{\alpha,h}}}_{EG} \cdot \underbrace{\frac{v^2}{\rho_P}}_{a_y} \quad (3.5)$$

In diesem Fall wirkt das zusätzliche Giermoment  $\delta_{\Delta M_z}$  durch die ungleichen Radmomente zwischen linker und rechter Fahrzeugseite wie ein überlagerter Lenkwinkel  $\delta_{\Delta M_z}$  [Eck08].

**Reduktion des Lenkaufwands** In (3.5) ist der Eigenlenkgradient EG in Abhängigkeit der Seitensteifigkeit, Fahrzeugmasse und Schwerpunktlage des Fahrzeugs enthalten, der den zusätzlichen Lenkradwinkel pro  $1 \text{ m/s}^2$  Querbeschleunigung bei stationärer Kreisfahrt beschreibt. Wird das Giermoment durch die Längskräfte nicht verändert ( $\delta_{\Delta M_z} = 0$ ), so ergibt sich aus  $EG \cdot a_y$  und dem Ackermannlenkwinkel  $\delta_A$  der notwendige Lenkaufwand, um das Fahrzeug auf der Kreisbahn zu halten. Durch den neu gewonnenen Freiheitsgrad, das Giermoment durch die Radmomente zu beeinflussen, besteht die Möglichkeit, den Lenkaufwand bei Kurvenfahrt zu beeinflussen, indem das Moment  $\delta_{\Delta M_z}$  variiert wird.

**Gierverstärkung und -dämpfung** Neben dem Lenkwinkel bei stationärer Kurvenfahrt kann auch die Gierverstärkung  $\dot{\psi}/\delta_H$  durch das Moment  $\delta_{\Delta M_z}$  in Abhängigkeit der Geschwindigkeit variiert werden. So kann bei niedrigen Geschwindigkeiten die Gierverstärkung durch die Erzeugung eines eindrehenden Moments erhöht werden, um die Reaktion des Fahrzeugs auf die Lenkradwinkeleingaben des Fahrers zu steigern. Bei hohen Geschwindigkeit kann durch die Rücknahme des eindrehenden Moments oder durch ein ausdrehendes Moment die Fahrzeugreaktion gedämpft werden [Eck08].

**Maximale Querbeschleunigung** Die maximale Querbeschleunigung ergibt sich anhand des Einspurmodells aus B.1 bei maximaler Ausnutzung des Seitenkraftbeiwerts  $\mu_y$ .

$$mv(\dot{\beta} + \dot{\psi}) = \mu_y F_{v,z} + \mu_y F_{h,z} \quad (3.6)$$

Bei untersteuernd ausgelegten Fahrzeugen wird das Maximum des Kraftschlussbeiwertes zuerst an der Vorderachse erreicht. Ein Achsdifferenzmoment an der Vorderachse reduziert die maximal erreichbare Querbeschleunigung, da hier aufgrund des erhöhten Schlupfs zusätzlich Seitenkräfte an der Vorderachse reduziert werden. [Mei08] zeigt anhand des Einspurmodells, dass bei einem untersteuernd ausgelegten Fahrzeug die maximale Querbeschleunigung durch ein eindrehendes Achsdifferenzmoment an der Hinterachse erhöht werden kann. Wird das Achsdifferenzmoment an der Hinterachse weiter erhöht, so wird die maximale Querbeschleunigung wieder reduziert, da durch den erhöhten Schlupf an der Hinterachse Seitenkräfte abgebaut werden und dadurch das Fahrzeug nicht mehr auf der Kreisbahn gehalten werden kann.

**Traktionsverbesserung** Durch die Umverteilung der Radmomente bei Kurvenfahrt auf die kurvenäußeren Räder wird das Traktionspotenzial besser ausgenutzt, da in diesem Fall die Reifen mit der höheren Radlast die höhere Kraft übertragen. Auf diese Weise wird der Reifenschlupf und damit der Reifenverschleiß reduziert sowie die Reserve zum Grenzbereich erhöht.

**Reduktion von Lastwechselreaktionen** Bei instationärer Kurvenfahrt kann durch das zusätzliche Moment  $\delta_{\Delta M_z}$  das Untersteuern bei Beschleunigungsvorgängen in der Kurve oder das Übersteuern bei Verzögerungen in der Kurve kompensiert werden.

### Übergangsverhalten

Mit dem Übergangsverhalten wird der transiente Bereich der Fahrzeugbewegung nach einer Anregung beschrieben.

**Ansprechverhalten** Das Ansprechverhalten des Fahrzeugs kann durch Aufprägen eines zusätzlichen Moments mittels ungleicher Radmomente zwischen linker und rechter Fahrzeugseite verändert werden. Zur Beschreibung der dynamischen Fahrzeugantwort auf Lenkwinkleingaben wird in der Literatur beispielsweise die Übertragungsfunktion von Lenkradwinkel zu Gierrate angegeben. Wird die Differentialgleichung aus dem Momentengleichgewicht um die zusätzliche Eingangsgröße  $\Delta M_{V,z}$  erweitert, so erhält man (3.3). Für instationäre Vorgänge ergibt sich nach der LAPLACE-Transformation folgende Gleichung zur Beschreibung des dynamischen Gierverhaltens in Abhängigkeit der Eingangsgrößen  $\delta_v$  und  $\Delta M_{V,z}$  (vgl. [Mei08], [MW14]):

$$\begin{aligned} \dot{\psi}(s) = & \left( \frac{\dot{\psi}}{\delta_H} \right)_{\text{stat.}} \cdot \frac{1 + T_z \cdot s}{1 + \frac{2\sigma_f}{v_f^2} s + \frac{1}{v_f^2} s^2} \cdot \delta_v(s) + \dots \\ & \dots \left( \frac{\dot{\psi}}{\Delta M_{V,z}} \right)_{\text{stat.}} \cdot \frac{1 + T_{z,M} \cdot s}{1 + \frac{2\sigma_f}{v_f^2} s + \frac{1}{v_f^2} s^2} \cdot \Delta M_{V,z}(s) \end{aligned} \quad (3.7)$$

Mit der Kenntnis über das dynamische Übertragungsverhalten kann eine Regelung entworfen werden, um beispielsweise das Übergangsverhalten geeignet zu gestalten. Ein mögliches Ziel stellt beispielsweise die Reduktion des Phasenverzugs dar.

## Geradeausverhalten

Die individuelle Vorgabe der Radmomente kann das Geradeausverhalten des Fahrzeugs beeinflussen. Insbesondere die Traktion wird durch eine Radmomentenregelung beeinflusst.

**Traktionsverbesserung** Bei ungleichen Reibwerten kann durch einen radindividuellen Antriebsstrang das Traktionspotenzial erhöht werden, indem das Antriebsmoment gezielt an die Räder mit besserer Traktion geleitet wird. Mit einer übergeordneten Fahrdynamikregelung muss jedoch sichergestellt werden, dass keine Giermomente auftreten, die durch den Fahrer nicht beherrscht werden können.

Neben den hier beschriebenen Fahrsituationen kann dem Fahrer durch das Aufprägen eines zusätzlichen Giermoments in weiteren Situationen assistiert werden. So wäre beispielsweise denkbar, den Einfluss von Seitenwind zu reduzieren, um das Geradeausverhalten zu verbessern oder heutige Assistenzfunktionen, wie beispielsweise die Spurhalteassistentz mittels hydraulischer Bremsengriffe, durch radindividuelle Momenteneingriffe mit den elektrischen Antrieben zu ersetzen. Hierbei kann im Vergleich zu einem Eingriff mit der hydraulischen Bremse der Energieverbrauch reduziert werden, da ein Teil der Bremsenergie rekuperiert werden kann.

### 3.1.4 Analyse der Potenziale zur Reduktion der Verlustleistung

Der zum Betrieb notwendige Gesamtenergieaufwand setzt sich aus der zur Erzeugung der Fahrzeugbewegung notwendigen Nutzenergie und der Verlustenergie der einzelnen Komponenten zusammen. In dieser Arbeit erstreckt sich der zeitliche Optimierungshorizont auf den nachfolgenden Rechenschritt. Zur Senkung des Streckenverbrauchs besteht somit lediglich die Möglichkeit, für den nächsten Rechenschritt die effizienteste Ansteueralternative auszuwählen. Für die verlustminimale Regelstrategie müssen die leistungsübertragenden Bauteile des Antriebsstrangs analysiert werden, die durch eine Änderung der Stellgrößen beeinflusst werden. Um die Verlustenergie

$$E_V = \int P_V dt \quad (3.8)$$

minimal zu halten, müssen die Verlustleistungen  $P_V$  zu jedem Rechenschritt minimal gewählt werden.

## Verluste am Reifen

Die bei der Leistungsübertragung zwischen Rad und Straße entstehende Verlustleistung  $P_{V,\text{Rad}}$  lässt sich über eine Leistungsbilanz am Rad erfassen. Sie ergibt sich aus der Differenz zwischen der zugeführten Leistung und der abgegebenen Leistung auf die Straße. Die Gesamtradverlustleistung  $P_{V,\text{Rad}}$  lässt sich anhand der sechs Bewegungsfreiheitsgrade des Rades nach [HE07] und [Sch07] in folgende Teile untergliedern:

$$P_{V,\text{Rad}} = P_{V,\text{Rowi}} + P_{V,\kappa} + P_{V,\alpha} + P_{V,\text{vz}} + P_{V,\omega_x} + P_{V,\omega_z} \quad (3.9)$$

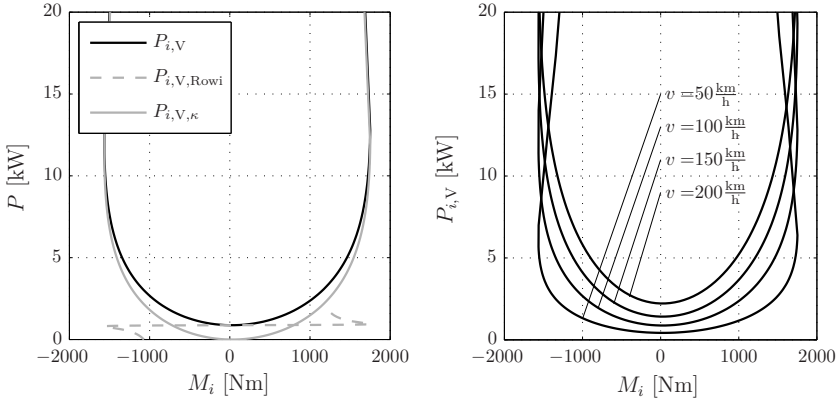
Neben der Rollwiderstandsverlustleistung  $P_{V,\text{Rowi}}$ , die durch das Rollwiderstandsmoment  $M_{i,\text{Rowi}}$  (siehe (2.10)), verursacht wird, entstehen am Rad Verlustleistungen durch den Reifeningsschlupf  $P_{V,\kappa}$  und Reifenquerschlupf  $P_{V,\alpha}$ . Zusätzlich entsteht Verlustleistung durch das vertikale Verformen des Reifens  $P_{V,\text{vz}}$  und durch Sturz-  $P_{V,\omega_x}$  oder Kurswinkeländerungen bzw. das Rückstellmoment  $P_{V,\omega_z}$ .

Mit den Aktoren des betrachteten Antriebsstrangs kann direkt lediglich der Längsschlupf und die daraus resultierende Änderung der Seitenkraft des Reifens beeinflusst werden. Im Folgenden werden nur die Verluste betrachtet, die durch die Aktorik beeinflusst werden können (vgl. [Rei10]). Die Verlustleistung durch den Rollwiderstand wirkt mit einem Anteil  $\cos(\alpha_i)$  entgegen der Bewegungsrichtung des Rades. Durch die Veränderung der Radmomente wird lediglich der vom Reifenschlupf abhängige Anteil des Rollwiderstands beeinflusst, welcher sich wie folgt ergibt:

$$P_{i,V,\text{Rowi}} = v_i \cos \alpha_i f_R F_{i,z} \cdot \kappa_i \quad (3.10)$$

Die durch den Längsschlupf entstehenden Verluste  $P_{i,V,\kappa}$  in Bewegungsrichtung des Rades ergeben sich zu:

$$P_{i,V,\kappa} = v_i \cos \alpha_i F_{i,x} \kappa_i \quad (3.11)$$



**Abb. 3.5:** Reifenverlustleistung  $P_{i,V}$  aus Rollwiderstand und Längsschlupf bei  $\alpha = 0^\circ$  in Abhängigkeit des Radmoments  $M_i$  für  $v = 100 \text{ km/h}$  und  $F_{i,z} = 5 \text{ kN}$  (links).  $P_{i,V}$  über  $M_i$  für verschiedene Geschwindigkeiten bei  $F_{i,z} = 5 \text{ kN}$  (rechts).

Bei kombinierter Kraftschlussbeanspruchung wird durch eine Änderung des Radmoments  $M_i$  die Reifenseitenkraft  $F_{i,y}$  und damit die Radverlustleistung in Querrichtung

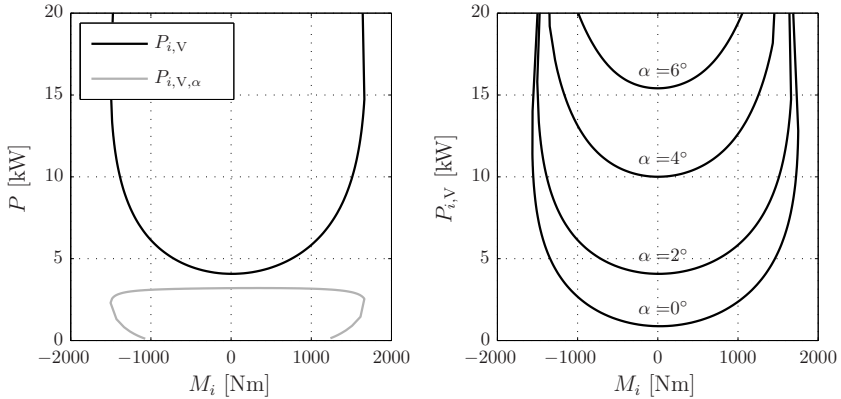
$$P_{i,V,\alpha} = v_i \sin \alpha_i F_{i,y} \quad (3.12)$$

beeinflusst. Damit ergibt sich

$$P_{V,\text{Rad,red}} = \sum_{i=1}^4 v_i (\cos \alpha_i \cdot (f_R F_{i,z} \kappa_i + F_{i,x} \kappa_i) + \sin \alpha_i F_{i,y}) \quad (3.13)$$

für die beeinflussbare Gesamttrradverlustleistung in Bewegungsrichtung des Rades. In Abbildung 3.5 sind die Reifenverluste aus dem Rollwiderstand und dem Längsschlupf über der Stellgröße  $M_i$  aufgetragen. Es zeigt sich im linken Bild, dass die Verluste aus dem Rollwiderstand bis zu einem bestimmten Drehmoment größer sind als die Schlupfverluste. Erst bei sehr hohen Radmomenten ist der Verlustleistungsanteil aus dem Längsschlupf größer als der Verlustleistungsanteil aus dem Rollwiderstand.

Abbildung 3.6 stellt den Einfluss des Querschlupfs in Abhängigkeit des Radmoments  $M_i$  bei konstanter Geschwindigkeit dar. Dabei hat die aus dem Querschlupf resultierende Querkraft einen großen Einfluss auf die am Reifen entstehende Verlustleistung. Diese Darstellung stimmt auch mit der Erfahrung überein, dass ein Fahrzeug bei Kurvenfahrt schneller

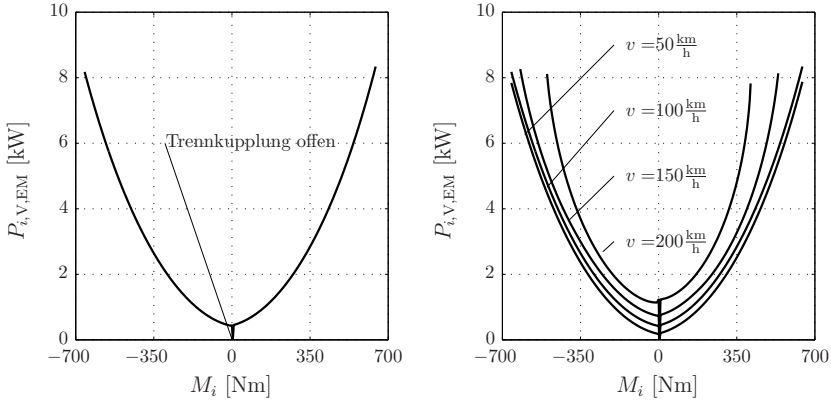


**Abb. 3.6:** Reifenverlustleistung aus Querschlupf  $P_{i,V,\alpha}$  in Abhängigkeit des Radmoments  $M_i$  bei konstantem Schräglaufwinkel  $\alpha = 2^\circ$  (links),  $F_{i,z} = 5$  kN und  $v = 100$  km/h. Reifenverlustleistung  $P_{i,V}$  für verschiedene Schräglaufwinkel  $\alpha$  bei  $F_{i,z} = 5$  kN und  $v = 100$  km/h (rechts).

an Geschwindigkeit verliert als bei Geradeausfahrt. Es muss jedoch berücksichtigt werden, dass die Reifenquerkräfte benötigt werden, um die erforderliche Querkraft des Fahrzeugbaus  $F_{V,y}$  und das Giermoment  $M_{V,z}$  für eine Kurvenfahrt aufzubringen. Aus den Abbildungen 3.5 und 3.6 ist ersichtlich, dass die Reifenverluste in Abhängigkeit des Moments überproportional zunehmen. Bei gleichem Schräglauf, identischen Rollwiderständen und Reifenparametern ist daher die Gleichverteilung der Radmomente die verlustminimale Strategie bei der Aufteilung der Stellgrößen.

### Verluste im Elektromotor mit Trennkupplung

Die im Elektromotor entstehenden Verlustleistungen  $P_{i,V,EM}$  lassen sich in die Leerlauf- und Lastverluste unterteilen [Kes11]. Die Verteilung der Momente im Antriebsstrang beeinflusst dabei die lastabhängigen Verluste. Diese entstehen größtenteils in den stromdurchflossenen Kupferwindungen und werden daher auch als Kupferverluste bezeichnet. Aus Abschnitt 2.4 ist bekannt, dass die Kupferverluste im Elektromotor aufgrund des Joule'schen Gesetzes mit dem angeforderten Drehmoment überproportional ansteigen.



**Abb. 3.7:** Verlustleistung eines Elektromotors und Umrichters mit Trennkupplung  $P_{i,V,EM}$  über dem Radmoment  $M_i$  bei konstanter Geschwindigkeit von  $v = 100$  km/h (links) und bei verschiedenen Geschwindigkeiten (rechts) mit konstanter Spannung  $U_{\text{Bat}} = 330$  V.

Je nach Motorkonzept kann die elektrische Maschine bei Bedarf abgeschaltet werden oder muss im Falle der permanentmagnetischen Erregung aufgrund der drehzahlabhängig induzierten Ströme eingeschaltet bleiben, um das Drehfeld aktiv mitzuführen. Zusätzlich können permanenterregte Motoren mit einer Trennkupplung ausgestattet sein, um hohe Schleppmomente im Motorfehlerfall zu vermeiden und zusätzlich ein verlustleistungsfreies Mitdrehen des Rades zu ermöglichen. Je nach Art der elektrischen Maschine und Kombination der Antriebe im Antriebsstrang ergibt sich für die Regelung ein unterschiedlich großes Potenzial zur Reduktion der Verlustleistung durch eine geeignete Wahl der Stellgrößen.

Der in dieser Arbeit betrachtete Antriebsstrang besitzt eine Trennkupplung zwischen Elektromotor und Rad, die nahezu verlustneutral den Elektromotor vom Rad entkoppeln kann (beispielsweise durch eine Klauenkupplung). Unter Vernachlässigung des Energieaufwands zur Synchronisierung der Elektromotordrehzahl mit der Raddrehzahl ergibt sich ein modifiziertes Verlustleistungskennfeld aus Elektromotor mit Kupplung (siehe Abbildung 3.7).

Es ist zu erkennen, dass durch die Trennkupplungen die Verlustleistungen bei  $M_i = 0$  Nm durch das Öffnen der Trennkupplungen deutlich reduziert werden können. Wird das Verlustleistungskennfeld der permanenterregten



Synchronmaschine betrachtet, so nehmen die Verluste überproportional mit dem geforderten Moment zu. In diesem Fall wäre eine Gleichverteilung der Radmomente unter der Voraussetzung gleicher Motoren verlustminimal. Wird jedoch durch eine zusätzliche Trennkupplung oder ein anderes Elektromotorkonzept, wie beispielsweise eine fremderregte Maschine, die Möglichkeit geschaffen, den Elektromotor bei  $M_i = 0$  Nm abzuschalten, so ist die verlustminimale Aufteilung abhängig vom aktuellen Lastpunkt.

Die Gesamtverluste der Elektromotoren mit Leistungselektronik

$$P_{V,EM} = \sum_{i=1}^4 P_{i,V,EM} \quad (3.14)$$

ergeben sich aus der Summe der Einzelverlustleistungen.

Häufig werden im elektrischen Antriebsstrang Untersetzungsgetriebe zwischen Elektromotor und Rad eingesetzt. Die im Getriebe entstehenden Verlustleistungen können analog der Verlustleistungen durch Elektromotor und Leistungselektronik in Form eines Verlustleistungskennfelds berücksichtigt werden.

### Beeinflussbare Gesamtverluste

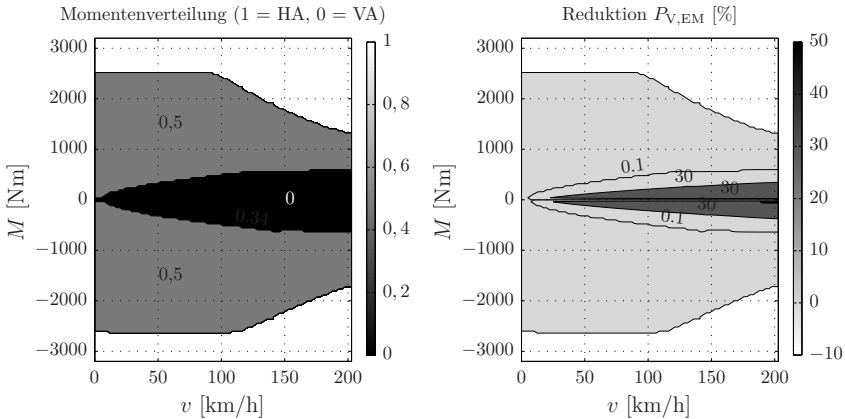
Die durch eine Verteilung der Radmomente beeinflussbare Gesamtverlustleistung ergibt sich aus der Summe der beeinflussbaren Reifenverluste sowie der Verluste aus Elektromotor mit Umrichter:

$$P_{V,red} = P_{V,Rad,red} + P_{V,EM} \quad (3.15)$$

**Reduktion der Gesamtverluste bei Geradeausfahrt** Abbildung 3.8 stellt die verlustminimale Verteilung der Radmomente unter Berücksichtigung der kombinierten Verlustleistungskennfelder für die Geradeausfahrt dar. Dabei ergibt sich das maximale beziehungsweise minimale Moment aus der Summe der vier maximalen beziehungsweise minimalen Elektromotor-momente.

Im linken Diagramm der Abbildung 3.8 ist zu erkennen, dass der Einachs-betrieb bei geringen Momenten energetisch günstiger ist als die Gleichverteilung. Die Verteilung der Radmomente auf die Vorderachse resultiert aus der Betrachtung der Reifenverlustleistung, da durch die Schwerpunktlage des Beispielfahrzeugs die Radlasten an der Vorderachse höher und damit die Schlupfverluste der Reifen geringer sind als an der Hinterachse. Ab

einer bestimmten Momentanforderung wird dann auf eine Gleichverteilung der Radmomente umgeschaltet. Dieser unstetige Wechsel zwischen Ein- und Zweiachsbetrieb ergibt sich aus den Verlustleistungskennfeldern der eingesetzten Elektromotoren. Im rechten Diagramm der Abbildung 3.8 wird der prozentuale Vorteil der verlustminimalen Ansteuerung gegenüber einer Gleichverteilung dargestellt.



**Abb. 3.8:** Links: Verlustminimale Verteilung der Radmomente bei Geradeausfahrt zwischen Vorderachs- ( $= 0$ ) und Zweiachsbetrieb ( $= 0,5$ ). Rechts: Prozentuale Reduktion der Verlustleistung bei Anwendung der verlustminimalen Verteilung im Vergleich zu einer Gleichverteilung der Radmomente.

**Reduktion der Gesamtverluste bei Kurvenfahrt** Wie bei der Geradeausfahrt überlagern sich auch bei der Kurvenfahrt die Anforderungen aus der Fahrdynamikregelung und das Ziel, die Radmomente verlustminimal zu verteilen. Aus den Simulationsuntersuchungen in Kapitel 6 wird deutlich, dass trotz ungleicher Radmomente zwischen linker und rechter Fahrzeugseite durch die Berücksichtigung der Verlustleistungen bei der Momentenverteilung die Verlustenergie reduziert werden kann.

## 3.2 Ziele der Regelung

Primäres Ziel der Regelung ist es, den Fahrerwunsch hinsichtlich des horizontalen Fahrverhaltens mittels geeigneter Wahl der Radmomente zu

erfüllen. Die Systemanalyse hat gezeigt, dass durch die Beeinflussung des Giermoments die Möglichkeit besteht, das Fahrverhalten zu verbessern. Aus der Analyse der Freiheitsgrade (siehe Abschnitt 3.1.1) ist bekannt, dass in bestimmten Fahrsituationen die Radmomente durch die Anforderungen der Fahrdynamikregelung nicht eindeutig bestimmt sind. Diese Freiheitsgrade können genutzt werden, um weitere Kriterien zu erfüllen. In dieser Arbeit wird das Ziel verfolgt, möglichst geringe Verlustleistungen im Antriebsstrang zu erzeugen, um den Energieverbrauch zu senken und damit die Reichweite des Elektrofahrzeugs zu erhöhen.

### 3.2.1 Verbesserung des Fahrverhaltens

Der Begriff *Fahrverhalten* wird nach [MW14] wie folgt definiert:

„Das *Fahrverhalten* eines Kraftfahrzeugs ist die Reaktion des Fahrzeugs auf das Lenken des Fahrers, auf das Beschleunigen und Verzögern über Fahr- und Bremspedal während der Kurvenfahrt und auf äußere Störungen.“

Durch die Integration aktiver Regelsysteme in das Fahrwerk können klassische Zielkonflikte passiver Fahrwerke gelöst werden. Mit einer zentralen Regelung aktiver Fahrwerkselemente können so gleichzeitig die Fahrsicherheit, der Komfort und die Agilität erhöht werden. Nach [Ött05] werden die Begriffe wie folgt definiert:

- „*Fahrsicherheit* ist die Reserve der Längs-, Quer- und Vertikalführung eines Fahrzeugs zur physikalischen Grenze in der aktuellen Fahrsituation.“
- „*Komfort* beschreibt die Fahreigenschaften eines Fahrzeugs, die das Führen eines Fahrzeugs angenehm gestalten und die Fahrzeuginsassen sowie transportierte Güter möglichst geringen Belastungen aussetzen.“
- „*Agilität* beschreibt die Empfindlichkeit der Reaktion eines Fahrzeugs auf Anregungen durch den Fahrer und den vom Fahrer aufzubringenden Aufwand, das Fahrzeug einer gewünschten Bahn folgen zu lassen.“

Der betrachtete Antriebsstrang bietet die Möglichkeit über die Drehmomentvorgabe an die Elektromotoren radindividuelle Momentenanforderungen zu stellen. Das vom Elektromotor gestellte Radmoment wird über

den Reifen auf die Fahrbahn übertragen. Hierbei sind die in Abschnitt 2.2.2 dargestellten nichtlinearen Zusammenhänge der Kraftübertragung zu berücksichtigen. Für jedes Rad ergibt sich so eine Kraft  $F_i$  zwischen Reifenlatsch und Fahrbahn, die individuell beeinflusst werden kann. Auf diese Weise kann das stationäre und dynamische horizontale Fahrverhalten auf die Bedürfnisse des Fahrers angepasst werden.

Die Stellgrößen müssen sich dabei innerhalb der physikalisch möglichen Kraftübertragungsgrenzen bewegen, die sich durch die Radlasten  $F_{i,z}$ , Reibwerte  $\mu_i$ , Schräglaufwinkel  $\alpha_i$  und Lenkwinkel  $\delta_i$  der Räder ergeben. Zusätzlich müssen die minimal  $\underline{M}_{i,EM}$  und maximal  $\overline{M}_{i,EM}$  möglichen Drehmomente der Elektromotoren mit Leistungselektronik bei der Wahl der Stellgrößen sowie die Dynamik berücksichtigt werden. Zuletzt begrenzt die Batterie durch ihre maximal und minimal möglichen Lade- und Entladeleistungen die Stellgrößen.

Mit dem hier vorgestellten zentralen Regelungsansatz werden folgende Ziele verfolgt:

- *Reduktion des Lenkwinkels und Phasenverzugs* bei Kurvenfahrt beziehungsweise beim Einlenken in die Kurve zur Steigerung der Agilität. Dies wird mit einem eindrehenden Giermoment beziehungsweise der Momentenverteilung auf die kurvenäußeren Räder erreicht. Dadurch übertragen zugleich die Räder mit der höheren Radlast das größere Moment, was zusätzlich die Reserve zur physikalischen Grenze und dadurch die Fahrsicherheit erhöht.
- *Beeinflussung der Gierverstärkung* durch Verstärkung der Fahrzeugreaktion auf Lenkwinkleingaben im unteren Geschwindigkeitsbereich und damit Steigerung der Agilität des Fahrzeugs sowie Erhöhung des Komforts durch Dämpfung der Gierverstärkung bei hohen Geschwindigkeiten
- Erhöhung des Komforts beziehungsweise Steigerung der Agilität durch *Reduktion der Lastwechselreaktionen bei Kurvenfahrt*

### 3.2.2 Reduktion der Verlustleistungen im Antriebsstrang

Vor dem Hintergrund des Problems geringer Reichweiten bei Elektrofahrzeugen erscheint es sinnvoll, die vorhandenen Freiheitsgrade bei der Bestimmung der Radmomente derart zu nutzen, dass der Energieverbrauch reduziert und damit die Reichweite erhöht wird. Die Verminderung des Energie-

bedarfs erfordert eine ganzheitliche Betrachtung der Systemverlustleistung, die sich additiv aus den Verlustleistungen der Antriebsstrangkomponenten ergibt. In Abschnitt 3.1.4 wurde das Potenzial zur Verlustleistungsreduktion analysiert, indem die durch die Momentenverteilung beeinflussbaren Verlustleistungen identifiziert wurden. Das Ziel der Regelung besteht nun in der Ausnutzung dieser Potenziale.

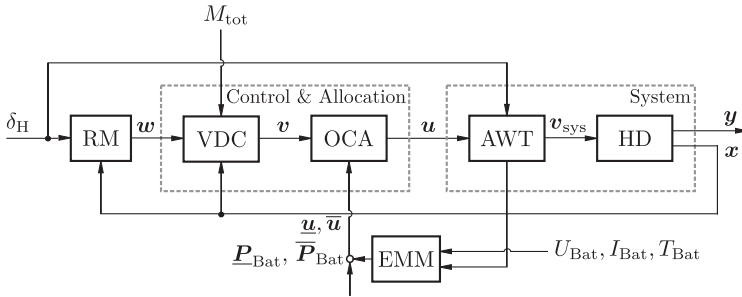
### 3.3 Struktur der Regelung

Die in diesem Kapitel definierten Regelungsziele erfordern einen zentralen Regelungsansatz, um die Stellreserven und die verfügbare Anzahl an Aktoren optimal auszunutzen. Die Systemanalyse hat gezeigt, dass die Anforderungen aus der Horizontaldynamikregelung nicht eindeutig sind und teilweise zu mehreren zulässigen Lösungen führen. Derartige Problemstellungen in Verbindung mit beschränkten Stellgrößen und begrenzter Stelldynamik der Aktoren sowie der Berücksichtigung zusätzlicher Optimierungsziele werden in der Wissenschaft und Technik bereits erfolgreich mit dem Regelungskonzept der *Optimal Control Allocation* (OCA) gelöst (vgl. Abschnitt 1.3.2). Das Konzept bietet den Vorteil, dass Stellgrößenbeschränkungen, die sich während des Betriebs ändern berücksichtigt werden können, und bietet die Möglichkeit der funktionalen Integration weiterer Fahrwerkregelungssysteme.

Abbildung 3.9 zeigt die in dieser Arbeit zugrunde liegende Struktur der Regelung auf. Der Fahrer gibt über die Fahr- und Bremspedalstellung das gewünschte relative Gesamtantriebs- bzw. Gesamtbremsmoment  $M_{\text{tot}}$  vor und stellt über den Lenkradwinkel  $\delta_{\text{H}}$  die gewünschte Fahrtrichtung ein. Aus dem Lenkradwinkel und dem Fahrzustand  $\mathbf{x}$  wird über ein Referenzmodell RM die Führungsgröße  $\mathbf{w}$  ermittelt.

$$\mathbf{w} = \begin{bmatrix} \beta_{\text{w}} \\ \dot{\psi}_{\text{w}} \end{bmatrix} \quad \mathbf{x} = \begin{bmatrix} v \\ \beta \\ \dot{\psi} \end{bmatrix} \quad (3.16)$$

Das Ziel der Fahrdynamikregelung VDC besteht in der Minimierung des Fehlers zwischen aktuellem Fahrzustand  $\mathbf{x}$  und fahrdynamischem Sollzustand  $\mathbf{w}$  unter Berücksichtigung der nichtlinearen systembedingten Abhängigkeiten. Dabei entspricht die berechnete virtuelle Stellgröße  $\mathbf{v}$  den Kräften und dem Moment um den Fahrzeugschwerpunkt zur Regelung



**Abb. 3.9:** Struktur des Regelungskonzepts *Optimal Control Allocation* für die Fahrzeugregelung.

der ebenen Fahrdynamik. Die im virtuellen Stellgrößenvektor  $\mathbf{v}$  ermittelten globalen Kräfte werden über die im Block OCA erfolgende online durchgeführte Optimierung auf die Aktoren verteilt. Dabei wird in der Optimierung ein rudimentäres Modell zur Beschreibung des nichtlinearen Einflusses der Radmomente auf die ebene Fahrdynamik und der Verluste im Antriebsstrang eingesetzt. Bei der Wahl der realen Stellgrößen  $\mathbf{u}$  werden die Stellreserven und die Dynamik der Aktoren berücksichtigt. Die Begrenzungen für die OCA ergeben sich einerseits aus den maximal und minimal möglichen Radmomenten  $\bar{\mathbf{u}}$  und  $\underline{\mathbf{u}}$  sowie der maximal und minimal möglichen Batterieleistung  $\bar{\mathbf{P}}_{\text{Bat}}$  und  $\underline{\mathbf{P}}_{\text{Bat}}$ .

$$\mathbf{v} = \begin{bmatrix} F_{V,x,w} \\ F_{V,y,w} \\ M_{V,z,w} \end{bmatrix} \quad \mathbf{u} = \begin{bmatrix} M_1 \\ M_2 \\ M_4 \\ M_4 \end{bmatrix} \quad (3.17)$$

Sollte die virtuelle Stellgröße mit den zur Verfügung stehenden Aktoren physikalisch nicht erreichbar sein, so muss durch die Optimierung sichergestellt sein, dass die Zielgrößen bestmöglichst angenähert werden. Die realen Stellgrößen  $\mathbf{u}$  wirken über die Aktoren, Räder und Reifen AWT als Kräfte und Momente  $\mathbf{v}_{\text{sys}}$  auf den Fahrzeugaufbau und beeinflussen so die horizontale Dynamik HD des Fahrzeugs. Die Modellgleichungen für das Modul AWT und HD wurden bereits in Kapitel 2 und in Anhang B.2 hergeleitet.

## Entwurf der Fahrdynamikregelung

*Die Hauptaufgabe der Fahrdynamikregelung besteht in der Interpretation des Fahrerwunsches sowie der Bestimmung der virtuellen Stellgrößen, um die Abweichungen zwischen fahrdynamischem Ist- und Sollzustand zu minimieren. Beim Reglerentwurf müssen die systembedingten Nichtlinearitäten des ebenen Zweispurmodells berücksichtigt werden.*

### 4.1 Referenzmodell

Der Fahrer regelt über den Lenkradwinkel  $\delta_H$  sowie die Fahr- und Bremspedale das querdynamische Verhalten des Fahrzeugs. Mit dem hier vorgestellten Referenzmodell (RM) wird auf Basis des aktuellen Fahrzustands und der Lenkradwinkleingabe ein fahrdynamischer Sollzustand  $\boldsymbol{w}$  berechnet. Unterstellt man dem Normalfahrer, dass sich sein Erfahrungs- und späterer Nutzungsbereich auf das lineare Systemverhalten bezieht, so rechtfertigt dies den Einsatz eines linearen Einspurmodells als Referenzmodell. Dieser Ansatz, die Referenzgrößen aus den Beziehungen des linearen Einspurmodells abzuleiten, ist in der Literatur weit verbreitet, da sich über physikalisch interpretierbare Kenngrößen eine Referenztrajektorie in Abhängigkeit des Fahrerlenkradwinkels  $\delta_H$  und des Fahrzustands  $\boldsymbol{x}$  ableiten lässt.

Unter der Voraussetzung, dass der Schwimmwinkel sowie die Schräglaufwinkel der Räder ideal genau erfasst werden, kann mit den Parametern  $m$ ,  $J_{zz}$ ,  $l_v$ ,  $l_h$ ,  $v$ ,  $c_{\alpha,v}$ ,  $c_{\alpha,h}$  und dem Systemzustand  $\boldsymbol{x}$  eine Referenztrajektorie erzeugt werden. Dabei werden die Bewegungsgleichungen des linearen Einspurmodells (B.6) um  $\dot{v} \neq 0$  erweitert (vgl. [Ise06]) und entsprechend umgestellt:

$$\dot{\boldsymbol{w}} = \begin{bmatrix} \dot{\beta}_w \\ \ddot{\psi}_w \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{F_{v,y} + F_{h,y}}{mv} - \beta \frac{\dot{\psi}}{v} - \dot{\psi} \\ \frac{l_v F_{v,y} - l_h F_{h,y}}{J_{zz}} \end{bmatrix} \quad (4.1)$$

Um für die Regelung erreichbare Sollgrößen zu realisieren, muss die lineare Abhängigkeit zwischen Reifenseitenkraft und Schräglaufwinkel dem realen Reifensättigungsverhalten angenähert werden. Zu diesem Zweck werden die Achsquerkräfte auf das Produkt aus maximalem Reibwert in Querrichtung  $\mu_{y,\max}$  und dynamischer Achslast begrenzt. Der Steigungseinfluss wird in dieser Arbeit nicht berücksichtigt.

$$\begin{aligned} F_{v,y} &= \operatorname{sgn}(\alpha_v) \min \left( c_{\alpha,v} |\alpha_v|, \frac{\mu_{y,v,\max} \cdot m}{l} (g \cdot l_h - a_x \cdot h_{\text{SP}}) \right) \\ F_{h,y} &= \operatorname{sgn}(\alpha_h) \min \left( c_{\alpha,h} |\alpha_h|, \frac{\mu_{y,h,\max} \cdot m}{l} (g \cdot l_v + a_x \cdot h_{\text{SP}}) \right) \end{aligned} \quad (4.2)$$

In dieser Arbeit wird das Ziel verfolgt, die fahrdynamischen Eigenschaften hinsichtlich der Agilität, des Komforts und der Fahrsicherheit zu verbessern. Durch eine geeignete Wahl der Parameter des linearen Einspurmodells kann ein gewünschtes Verhalten erzeugt werden.

## 4.2 Nichtlinearer Reglerentwurf

Die Fahrdynamikregelung VDC hat die Aufgabe, die virtuelle Stellgröße  $\boldsymbol{v}$  so zu bestimmen, dass die Differenz zwischen der Führungsgröße  $\boldsymbol{w}$  und dem Systemzustand  $\boldsymbol{x}$  verschwindet. Dabei kann die Regelung der Längskraft  $F_{v,x}$  durch den Fahrer direkt als Funktion der Fahrpedalstellung oder über eine Geschwindigkeitsregelung erfolgen. Die Nichtlinearitäten des Gesamtsystems bestehen einerseits aus den nichtlinearen Abhängigkeiten zwischen Reifenschlupf und Reifenkraft, die bei der Zuordnung der Radmomente durch die OCA beachtet werden müssen. Des Weiteren erfordert die nichtlineare Abhängigkeit der Zustandsgrößen des Systems (B.19) ein nichtlineares Regelungsverfahren.



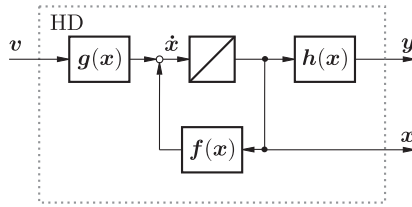


Abb. 4.1: Struktur des nichtlinearen ebenen Zweispurmodells für den Reglerentwurf zur Beschreibung der Horizontaldynamik.

### 4.2.1 Entwurfsmodell

Der Entwurf des Reglers erfolgt anhand des nichtlinearen ebenen Zweispurmodells aus Anhang B.2. Dieses Modell bildet alle notwendigen Freiheitsgrade der ebenen Fahrzeugbewegung in Abhängigkeit der Kräfte am Schwerpunkt und des Moments um den Schwerpunkt ab. Nach (B.19) kann das MIMO<sup>1</sup>-System durch folgende Vektordifferentialgleichung

$$\begin{aligned}\dot{\mathbf{x}} &= \mathbf{f}(\mathbf{x}) + \mathbf{g}(\mathbf{x}) \mathbf{v} \\ \mathbf{y} &= \mathbf{h}(\mathbf{x}) \mathbf{x}\end{aligned}\quad (4.3)$$

dargestellt werden (siehe Abbildung 4.1). Der Eingangsvektor  $\mathbf{v}$  geht linear in die Systembeschreibung ein, weshalb dieses System auch als eingangsaffines System bezeichnet werden kann. Auf diese Systemklasse sind unterschiedliche Regelungsverfahren anwendbar.

### 4.2.2 Exakte Linearisierung

Der Reglerentwurf nach dem Verfahren der exakten Linearisierung gliedert sich im Wesentlichen in zwei Schritte. Zunächst werden die Nichtlinearitäten des Systems durch eine geeignete Rückführung der Systemgrößen kompensiert. Anschließend können auf das exakt linearisierte System die bekannten Methoden der linearen Regelungstechnik angewandt werden. Ein wesentlicher Vorteil dieses Verfahrens im Vergleich zu anderen nichtlinearen Entwurfsverfahren ist, dass, um die gewünschten Anforderungen hinsichtlich Regelgüte und Stabilität zu erreichen, nur der zweite Schritt wiederholt werden muss [AG93].

Mit einer geeigneten Rückführung beziehungsweise Vorsteuerung kann das Eingangs-Ausgangs-Verhalten von Systemen der Form (4.3) exakt lineari-

<sup>1</sup>MIMO: Multiple Input Multiple Output

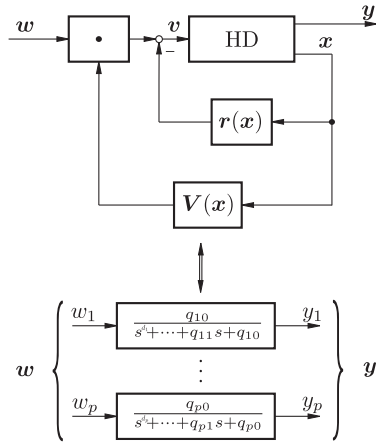


Abb. 4.2: Äquivalenz zwischen exakt linearisiertem MIMO-System und  $p$  entkoppelten SISO-Systemen [Klu10].

sirt werden [Ben10]. Zur Regelung von MIMO-Systemen muss die Entkopplbarkeitsbedingung erfüllt sein und die Dimension der Eingangsvariablen der Dimension an Ausgangsvariablen entsprechen:

$$\dim \mathbf{v} = \dim \mathbf{y} = p \tag{4.4}$$

Ist dies erfüllt, so verhält sich das nichtlineare MIMO-System wie  $p$  entkoppelte lineare SISO<sup>2</sup>-Systeme (siehe Abbildung 4.2), wodurch im Frequenzbereich ein linearer Zusammenhang zwischen Ausgangs- und Führungsgröße der Form

$$\frac{y_p(s)}{w_p(s)} = G_p(s) \tag{4.5}$$

entsteht.

**Bestimmung des relativen Grades** Der relative Grad wird auch als Differenzordnung des Systems bezeichnet und gibt die niedrigste zeitliche Ableitung an, die vom Eingang  $\mathbf{v}$  explizit abhängt. Er ergibt sich für SISO-Systeme durch Anwendung der Lie-Ableitung (siehe Anhang A) auf die Ausgangsfunktion  $h(\mathbf{x})$  aus (B.19) und ist die kleinste natürliche Zahl  $r$ , für die

1.  $L_g L_f^k h(\mathbf{x}) = 0 \quad \forall k, 0 \leq k \leq d - 1$
  2.  $L_g L_f^{r-1} h(\mathbf{x}) \neq 0$
- (4.6)

<sup>2</sup>SISO: Single Input Single Output

gilt [Klu10]. Der relative Grad  $d$  für ein MIMO-System ergibt sich aus der Summe aller Differenzordnungen  $d = \sum_{i=1}^p d_j$ .

$$\begin{aligned} L_g h_1(\mathbf{x}) &= L_g L_f^0 h_1(\mathbf{x}) = \begin{bmatrix} \frac{\cos x_2}{m} & \frac{\sin x_2}{m} & 0 \end{bmatrix} \neq 0 \Rightarrow d_1 = 1 \\ L_g h_2(\mathbf{x}) &= L_g L_f^0 h_2(\mathbf{x}) = \begin{bmatrix} -\frac{\sin x_2}{m x_1} & \frac{\cos x_2}{m x_1} & 0 \end{bmatrix} \neq 0 \Rightarrow d_2 = 1 \\ L_g h_3(\mathbf{x}) &= L_g L_f^0 h_3(\mathbf{x}) = \begin{bmatrix} 0 & 0 & \frac{1}{x_z} \end{bmatrix} \neq 0 \Rightarrow d_3 = 1 \end{aligned} \quad (4.7)$$

Der relative Grad des Gesamtsystems  $d = d_1 + d_2 + d_3 = 3 = \dim \mathbf{x} = n$  entspricht der Dimension des Zustandsvektors, d. h. das System besitzt daher maximale Differenzordnung.

**Prüfung der Entkoppelbarkeitsbedingung** Ist die Entkoppelbarkeitsbedingung

$$\det \mathbf{D}(\mathbf{x}) \neq 0 \quad (4.8)$$

erfüllt, so verhält sich das MIMO-System wie  $p$  entkoppelte SISO-Systeme. Das System kann entkoppelt werden, da

$$\det \underbrace{\begin{pmatrix} L_g L_f^{d_1-1} h_1(\mathbf{x}) \\ L_g L_f^{d_2-1} h_2(\mathbf{x}) \\ L_g L_f^{d_3-1} h_3(\mathbf{x}) \end{pmatrix}}_{\mathbf{D}(\mathbf{x})} \neq 0 \quad (4.9)$$

gilt.

**Berechnung des Rückführungsvektors und der Vorfiltermatrix** Die Rückführung  $\mathbf{r}(\mathbf{x})$  und die Vorfiltermatrix  $\mathbf{V}(\mathbf{x})$  ergeben sich zu:

$$\begin{aligned} \mathbf{r}(\mathbf{x}) &= \mathbf{D}^{-1}(\mathbf{x}) \begin{bmatrix} \sum_{j=0}^{d_1} q_{1j} L_f^j h_1(\mathbf{x}) \\ \sum_{j=0}^{d_2} q_{2j} L_f^j h_2(\mathbf{x}) \\ \sum_{j=0}^{d_3} q_{3j} L_f^j h_3(\mathbf{x}) \end{bmatrix} \\ \mathbf{V}(\mathbf{x}) &= \mathbf{D}^{-1}(\mathbf{x}) \begin{bmatrix} q_{10} & 0 & 0 \\ 0 & q_{20} & 0 \\ 0 & 0 & q_{30} \end{bmatrix} \end{aligned} \quad (4.10)$$

Mit dem Regelgesetz

$$\begin{aligned} \mathbf{v} &= \mathbf{V}(\mathbf{x}) \cdot \mathbf{w} - \mathbf{r}(\mathbf{x}) \\ &= \begin{bmatrix} q_{10}m(v_w - v) \cos \beta - q_{20}mv(\beta_w - \beta) \sin \beta - mv\dot{\psi} \sin(\beta) \\ q_{10}m(v_w - v) \sin \beta + q_{20}mv(\beta_w - \beta) \cos \beta + mv\dot{\psi} \cos(\beta) \\ q_{30}J_z(\dot{\psi}_w - \dot{\psi}) \end{bmatrix} \end{aligned} \quad (4.11)$$

ergibt sich eine lineare Dynamik der einzelnen Übertragungspfade zwischen Führungs- und Ausgangsgröße der Form:

$$y_p = \frac{q_{p0}}{s + q_{p0}} w_p \quad (4.12)$$

Mit der Wahl der Reglerparameter  $q_{p0}[s^{-1}]$  muss ein Kompromiss zwischen Schnelligkeit und Größe der Stellgrößen getroffen werden.

### 4.2.3 Alternative Entwurfsverfahren

In der Literatur finden sich alternative Entwurfsverfahren zur Regelung der horizontalen Fahrdynamik. [Ore05] zeigt anhand einer leicht modifizierten Systemdarstellung, dass die Folgeregelung flachheitsbasiert entworfen werden kann. Hierzu wurde zunächst anhand definierter Kriterien nachgewiesen, dass das System im regelungstechnischen Sinne flach ist, beziehungsweise einen flachen Ausgang besitzt. Der Regler wurde durch eine proportionale Rückführung und einen Vorsteuerungsanteil ausgeführt. In der Dissertation [Ore06] wird der Regler durch eine exakte Zustandslinearisierung entworfen und führt auf vergleichbare Ergebnisse. Ralf Orend begründet die proportionale Rückführung und die bei Störungen resultierende bleibende Regelabweichung damit, dass der Fahrer für eine Kompensation der bleibenden Regelabweichung sorgt. Auch [LF08] linearisiert den Einfluss des Eingangs auf die Zustände und regelt das exakt linearisierte System durch ein PI-Regelgesetz, mit dem Parameterungenauigkeiten wie Masse- oder Trägheitsmomentenänderungen berücksichtigt werden können. Das Regelgesetz wird zusätzlich um eine Anti-Windup-Struktur erweitert, um die Stellgrößenbeschränkungen zu berücksichtigen. [BA06] löst die Regelungsaufgabe durch eine Begrenzung der Stellgrößen auf physikalisch sinnvolle Werte mit einem Anti-Windup-Glied und führt jedes Element des Ausgangsvektors separat zurück. Das als *Inverse Disturbance Observer* bezeichnete Regelverfahren zeichnet sich durch eine gute Regelgüte und eine einfache Ausführung aus.

## Optimale Zuordnung der Radmomente

Aus der Systemanalyse (Kapitel 3) ist bekannt, dass das betrachtete System unterbestimmt ist. In bestimmten Fahrsituationen können durch unterschiedliche Kombinationen an Radmomenten dieselben fahrdynamischen Zustände erzeugt werden, wodurch Freiheitsgrade für die Bestimmung der Radmomente entstehen. Diese Freiheitsgrade werden zur Erfüllung der Regelungsziele hinsichtlich minimaler Gesamtantriebsstrangverluste genutzt. Das folgende Kapitel befasst sich mit der Lösung dieses Optimierungsproblems.

### 5.1 Allgemeine Betrachtungen

Das primäre Ziel der *Optimal Control Allocation* besteht in der Realisierung der vom Fahrer gewünschten ebenen Fahrzeugbewegung, indem der virtuellen Stellgröße  $\mathbf{v} \in \mathbb{R}^3$  die reale Stellgröße  $\mathbf{u} \in \mathbb{R}^4$  geeignet zugeordnet wird. Dabei sind die Beschränkungen der Stellgrößen durch die maximal und minimal möglichen Elektromotormomente  $\bar{\mathbf{u}}$  bzw.  $\underline{\mathbf{u}}$  zu berücksichtigen. Die Abbildung  $\mathbf{G} : \mathbf{u} \rightarrow \mathbf{v}$

$$\mathbf{v} = \mathbf{G}(\mathbf{u}) \quad (5.1)$$

beschreibt das zu lösende Problem und führt angesichts der Dimensionsunterschiede zwischen  $\mathbf{u}$  und  $\mathbf{v}$  auf ein unterbestimmtes Gleichungssystem, das nicht immer eindeutig gelöst werden kann, sondern entweder

- $|\mathcal{U}| = 0$  die Menge an zulässigen Lösungen keine Lösung,
- $|\mathcal{U}| = 1$  die Menge an zulässigen Lösungen genau eine Lösung oder
- $|\mathcal{U}| > 1$  die Menge an zulässigen Lösungen mehrere Lösungen

enthält. Falls die sich ergebende Menge an zulässigen Lösungen mehrere Elemente enthält  $|\mathbf{U}| > 1$ , soll über die Definition einer sekundären Zielfunktion die Lösung mit den geringsten Verlusten gefunden werden. Die Bestimmung der Lösung führt auf ein klassisches Optimierungsproblem, das wesentlich von der Wahl der Abbildungsfunktion beziehungsweise des Modells und der Wahl der Optimierungsvariablen abhängt. Aufgrund der sich zur Laufzeit ändernden Stellgrößen und Beschränkungen muss das Optimierungsproblem online gelöst werden.

In Kapitel 2 wurden anhand des nichtlinearen räumlichen Zweispurmodells die Zusammenhänge zwischen Motormoment und den am Schwerpunkt wirkenden Kräften ausführlich dargestellt. Die Kräfte am Reifen ergeben sich aus komplexen Vorgängen im Reifenlatsch und wirken in Abhängigkeit der Fahrzeuggeometrie unterschiedlich auf die Kräfte und Momente am Fahrzeugschwerpunkt ein. Das in Abschnitt 2.2.2 vorgestellte Reifenmodell nach PACEJKA beschreibt die Vorgänge im Reifenlatsch zwar sehr genau, ist jedoch für eine Online-Optimierung zu rechenintensiv. Aus diesem Grund muss die Reifencharakteristik durch ein einfacheres Modell angenähert werden. In der Literatur wird häufig ein linearer Ansatz der Form

$$\mathbf{v} = \mathbf{B}\mathbf{u}$$

$$\mathbf{B} = \begin{bmatrix} \frac{\cos(\delta)}{r_{dyn}} & \frac{\cos(\delta)}{r_{dyn}} & \frac{1}{r_{dyn}} & \frac{1}{r_{dyn}} \\ \frac{\sin(\delta)}{r_{dyn}} & \frac{\sin(\delta)}{r_{dyn}} & 0 & 0 \\ \frac{l_v \sin(\delta)}{r_{dyn}} - \frac{b_v \cos(\delta)}{2r_{dyn}} & \frac{l_v \sin(\delta)}{r_{dyn}} + \frac{b_v \cos(\delta)}{2r_{dyn}} & -\frac{b_h}{2r_{dyn}} & \frac{b_h}{2r_{dyn}} \end{bmatrix} \quad (5.2)$$

gewählt, wobei die Querkraft, die durch die Reifen erzeugt wird, in der Vektorfunktion des Systems berücksichtigt werden muss (vgl. [LF08] und [CW11a]). Ein Nachteil dieser Beschreibung ist die fehlende Berücksichtigung kombinierter Kraftschlussbeanspruchung in Reifenlängs- und Reifenquerrichtung. In Abschnitt 5.2 wird ein kennlinienbasiertes nichtlineares Modell vorgestellt, das diesen Effekt berücksichtigt.

Neben der Abbildungsfunktion selbst ist die Wahl der Optimierungsvariablen für die Zielfunktion entscheidend. Wählt man die ebenen Reifenkräfte  $\mathbf{F}_{i,xy}$  als Optimierungsvariablen für die Zielfunktion, so lässt sich die Bestimmung der Radmomente in mehrere Teilaufgaben zerlegen. [And07] zeigt, dass sich die Optimierungsaufgabe selbst auf ein lineares Problem zurückführen lässt, wodurch die Komplexität dann häufig auf die Inversion des Reifenmodells verlagert wird. Werden die Grenzen aller Aktoren auf die

Reifenkräfte zurückgerechnet, lässt sich das Gebiet an zulässigen Lösungen leicht erkennen. Die Bestimmung der Begrenzungsfunktionen gestaltet sich dann jedoch nicht trivial und [Kno08] zeigt, dass die Repräsentation der Aktoren sowie die Berücksichtigung ihrer Dynamik verloren gehen. In dieser Arbeit werden die Radmomente  $\mathbf{u}$  als Optimierungsvariablen gewählt, da auf diese Weise die Inversion des Reifenmodells durch die Optimierung erfolgt und statische sowie dynamische Grenzen der Aktoren direkt an die Optimierung übergeben werden können, was wiederum die Anschaulichkeit erhöht.

## 5.2 Modell zur Berechnung der globalen Kräfte und Momente

Nach [Bur93] kann das richtungsabhängige Verhalten anisotroper Reifen durch Ellipsen in der ersten Hauptlage angenähert werden. Mit dieser vereinfachenden Annahme gelingt die Berücksichtigung der kombinierten Kraftschlussbeanspruchung in Reifenlängs- und Reifenquerrichtung entsprechend der Krepelschen Reibungsellipsen (siehe Abb. 2.5). Die Längskraft lässt sich mit dem dynamischen Radhalbmesser  $r_{\text{dyn}}$  unter Vernachlässigung des Radwiderstandsmoments  $M_{i,R}$  nach (2.11) mit der Beziehung

$$F_{i,x} = \frac{M_i - J_i \dot{\omega}_i - M_{i,B}}{r_{\text{dyn}}} \quad (5.3)$$

annähern. Die Reifenquerkraft  $F_{i,y}$  ergibt sich aus der umgeformten Ellipsengleichung

$$\left( \frac{F_{i,x}}{k_{x,i}(\alpha_i) \mu F_{i,z}} \right)^2 + \left( \frac{F_{i,y}}{k_{y,i}(\alpha_i) \mu F_{i,z}} \right)^2 = 1 \quad (5.4)$$

unter Berücksichtigung der Schwächung durch die Reifenlängskraft  $F_{i,x}$  zu:

$$F_{i,y} = k_{y,i}(\alpha_i) \sqrt{(\mu F_{i,z})^2 - \left( \frac{u_i}{k_{x,i}(\alpha_i) r_{\text{dyn}}} \right)^2} \quad (5.5)$$

Mit den Faktoren  $k_{x,i}$ ,  $k_{y,i}$  wird die Ellipse entlang der  $X_i$ - und  $Y_i$ -Achse gestreckt bzw. gestaucht. Beide Faktoren können über eine Ausgleichsrechnung an die Kennlinien der *Magic Tyre Formula* angepasst werden. Mit dieser Annäherung des Reifenverhaltens können die Radlaständerungen, die kombinierte Kraftschlussbeanspruchung in  $X_i$ - und  $Y_i$ -Richtung sowie

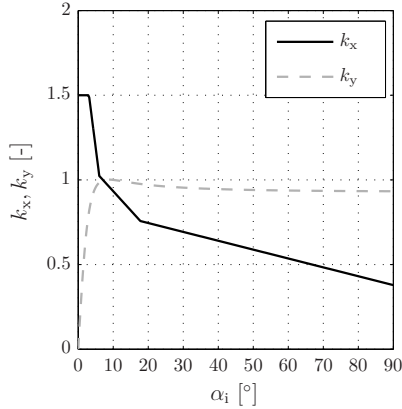


Abb. 5.1: Verlauf der Parameter  $k_{i,x}$  und  $k_{i,y}$  in Abhängigkeit des Schräglaufwinkels  $\alpha_i$ .

die Grenzen der durch den Reifen übertragbaren Kräfte dargestellt werden. Ein Vergleich des in der Optimierung eingesetzten Reifenmodells mit dem Reifenmodell nach PACEJKA zeigt, dass die Abweichungen der Querkraft bei hohen Längskräften und Schräglaufwinkeln zunehmen. Diese Ungenauigkeit wird zugunsten einer einfacheren Berechnung der Reifenkräfte in Kauf genommen. Der Definitionsbereich der Ellipsen endet bei der maximal bzw. minimal übertragbaren Längskraft, d. h. mit diesem Reifenmodell können keine Reifenkräfte im instabilen Bereich der  $\mu$ - $\kappa$ - bzw.  $\mu$ - $\alpha$ -Kurve dargestellt werden. In diesem Bereich können keine weiteren Kräfte aufgebaut werden, weshalb er von der Fahrzeugregelung nicht angestrebt wird. Die horizontalen Reifenkräfte können anschließend im Vektor

$$\mathbf{F}_{i,xy} = [F_{1,x}, F_{1,y}, F_{2,x}, \dots, F_{4,y}]^T$$

zusammengefasst werden.

Für die Beschreibung der horizontalen Reifenkräfte im Aufbaukoordinatensystem  $K_V$  können die Beziehungen des ebenen Zweispurmodells aus (B.14)

$$\mathbf{G}(\mathbf{u}) = \mathbf{MRF}_{i,xy}(\mathbf{u}) \tag{5.6}$$

herangezogen werden.



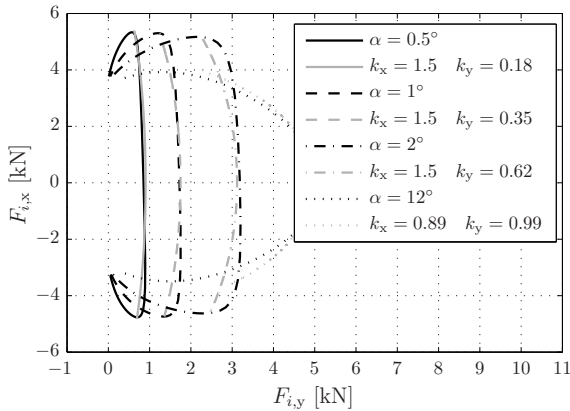


Abb. 5.2: Vergleich des PACEJKA-Reifenmodells (schwarz) mit dem in der Optimierung eingesetzten Reifenmodell (grau) für vier verschiedene Schräglaufwinkel.

## 5.3 Formulierung des Optimierungsproblems

In Abhängigkeit der Optimierungsvariablen  $\mathbf{u}$  wird im Folgenden die Zielfunktion hergeleitet. Dabei müssen die Stellgrößenbeschränkungen berücksichtigt werden, die sich für das betrachtete Fahrzeugkonzept insbesondere aus der maximalen bzw. minimalen Batterieleistung und den maximalen bzw. minimalen Stellgrenzen der Elektromotoren mit Umrichter ergeben. Aus diesen Grenzen ergibt sich die Menge  $\mathbf{U} \in \mathbb{R}^4$  die den Raum zulässiger Lösungen repräsentiert.

### 5.3.1 Beschränkungen der Optimierungsvariablen

**Beschränkungen durch die Batterie** Die maximal und minimal mögliche Gesamtantriebsleistung ist durch die maximale Entlade- und Ladeleistung der Batterie beschränkt. Die Summe der Stellgrößen  $\mathbf{u}$  muss kleiner sein als die maximal verfügbare Batterieleistung abzüglich der Verluste in den Elektromotoren mit Umrichtern.

$$U_{Bat} \underline{I}_{Bat} \leq \sum_{i=1}^4 (u_i \cdot \omega_i + P_{V,EM}(u_i, \omega_i)) \leq U_{Bat} \overline{I}_{Bat} \quad (5.7)$$

**Beschränkungen durch die Elektromotoren** Das maximale Antriebs- und Rekuperationsmoment der Elektromotoren ist insbesondere abhängig von

der Spannungslage und der Motortemperatur. Bei der Momentenzuordnung durch die Optimierung müssen die oberen  $\overline{\mathbf{M}}_{EM}$  und unteren Momentenschranken  $\underline{\mathbf{M}}_{EM}$  der Elektromotoren berücksichtigt werden.

$$\underline{\mathbf{M}}_{EM} \leq \mathbf{u} \leq \overline{\mathbf{M}}_{EM} \quad (5.8)$$

**Beschränkungen durch weitere Funktionen** Der modulare Aufbau des Regelungskonzepts sieht eine Schnittstelle für zusätzliche Funktionen wie beispielsweise eine Radschlupfregelung vor. Auf diese Weise können durch zusätzliche Funktionen die Beschränkungen der Aktoren beeinflusst werden.

### 5.3.2 Herleitung der Zielfunktion

Ein gängiger und in der Literatur häufig verwendeter Ansatz zur Formulierung eines Optimierungsproblems ist die Minimierung der euklidischen Norm der Differenz zwischen Soll- und Istwert.

$$\begin{aligned} \min_{\mathbf{u} \in \mathbb{R}^4} \quad & \|\mathbf{W}_v (\mathbf{G}(\mathbf{u}) - \mathbf{v})\| \\ \text{u. B. v.} \quad & \underline{\mathbf{M}}_{EM} \leq \mathbf{u} \leq \overline{\mathbf{M}}_{EM} \\ & \underline{\mathbf{M}}_{Bat} \leq [1 \ 1 \ 1 \ 1] \mathbf{u} \leq \overline{\mathbf{M}}_{Bat} \end{aligned} \quad (5.9)$$

Die Zielfunktion  $\mathbb{R}^4 \rightarrow \mathbb{R}$  ordnet den Stellgrößen  $\mathbf{u}$  eine Maßzahl zur Bewertung der Lösungsgüte zu. Dabei gehen durch die Quadrierung der Differenz große Abweichungen stärker in den Wert der Zielfunktion ein als kleine Abweichungen. Der Funktionswert ist immer größer null. Der Vektor  $\mathbf{G}(\mathbf{u})$  beschreibt die ebenen globalen Kräfte und das Moment, die sich aus den Radmomenten ergeben. Um bestimmte Komponenten in der Vektordifferenz zu priorisieren, wurde die Gewichtungsmatrix  $\mathbf{W}_v$  eingeführt. Das Ziel der Optimierung besteht nun darin, in einem iterativen Prozess ausgehend von einem Startpunkt  $\mathbf{u}_0$  das Minimum der Funktion (5.9) unter Berücksichtigung der Nebenbedingungen durch Variation des Parameters  $\mathbf{u}$  zu finden.

Aus der Analyse des Systems ist bereits bekannt, dass in bestimmten Fahrsituationen die Momentenaufteilung durch die Vorgabe der virtuellen Stellgröße  $\mathbf{v}$  unterbestimmt ist. In diesen Fällen können die Freiheitsgrade ausgenutzt werden, um weitere Regelungsziele zu erfüllen. Als Zielsetzung wurde die Reduktion der Antriebsstrangverluste formuliert.

Die Zielfunktion kann daher um einen Term bestehend aus dem Gewichtungsfaktor  $\xi$  und der beeinflussbaren Gesamtantriebsstrangverlustleistung  $P_{V,\text{red}}$  erweitert werden.

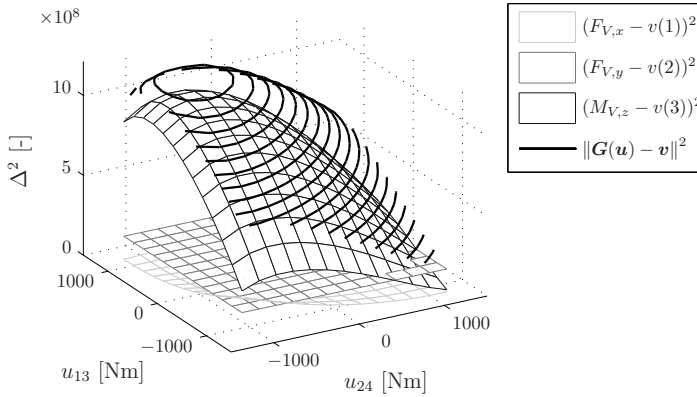
$$\begin{aligned} \min_{\mathbf{u} \in \mathbb{R}^4} \quad & \left\| \mathbf{W}_v \begin{bmatrix} \mathbf{G}(\mathbf{u}) - \mathbf{v} \\ (u_1 - u_2)^2 + (u_3 - u_4)^2 \\ (u_1 - u_3)^2 + (u_2 - u_4)^2 \end{bmatrix} \right\| + \xi P_{V,\text{red}}(\mathbf{u}) \\ \text{u. B. v.} \quad & \underline{\mathbf{M}}_{EM} \leq \mathbf{u} \leq \overline{\mathbf{M}}_{EM} \\ & \underline{M}_{Bat} \leq [1 \ 1 \ 1 \ 1] \mathbf{u} \leq \overline{M}_{Bat} \end{aligned} \quad (5.10)$$

Durch die zusätzlich eingeführte Komponente  $(u_1 - u_2)^2 + (u_3 - u_4)^2$  werden in Abhängigkeit des Gewichtungsfaktors die Unterschiede zwischen linker und rechter Fahrzeugseite bestraft. Dieser Term kann hoch gewichtet werden, wenn beispielsweise bei Geradeausfahrt keine ungleichen Momente zwischen linker und rechter Fahrzeugseite gewünscht werden. Um die Motoren bei Kurvenfahrt pro Fahrzeugseite zwischen Vorder- und Hinterachse in gleicher Weise zu beanspruchen, wurde die Komponente  $(u_1 - u_3)^2 + (u_2 - u_4)^2$  eingeführt. In Fahrsituationen mit hohen Giermomentenanforderungen kann dieser Term stärker gewichtet werden, um die Lasten gleichmäßig auf die Motoren zu verteilen.

### 5.3.3 Analyse der Zielfunktion

Die Auswahl eines geeigneten numerischen Lösungsverfahrens erfordert die Analyse und Klassifizierung des Optimierungsproblems. Nachfolgend wird das Optimierungsproblem (5.10) entsprechend der Kriterien aus [NW06] und [Kug10] klassifiziert.

**Global** Das betrachtete Optimierungsproblem setzt sich aus zwei Termen zusammen, um einerseits die fahrdynamische Abweichung und andererseits die Verlustleistungen zu beschreiben. Die Untersuchungen von [Mül11] haben gezeigt, dass in bestimmten Fahrsituationen in beiden Termen mehrere Minima auftreten können. Abbildung 5.3 zeigt eine Situation mit sehr hohen Schräglaufwinkeldifferenzen zwischen Vorder- und Hinterachse. Hierbei können beispielsweise mehrere Minima auftreten. Die Berechnung der Verlustleistung erfolgt auf Basis von Kennfeldern. In Abhängigkeit dieser Kennfelder besteht ebenfalls die Möglichkeit der Entstehung mehrerer Minima. Das betrachtete Optimierungsproblem ist somit global und nicht konvex.



**Abb. 5.3:** Zielfunktion in Abhängigkeit der Momente  $u_{13} = u_1 = u_3$  und  $u_{24} = u_2 = u_4$  für den fiktiven Fall  $F_{i,z} = [5, 5, 5, 5]$  kN,  $\alpha_i = [-8, -8, 8, 8]^\circ$ ,  $\delta = [2, 2, 0, 0]^\circ$  und  $v = [0\text{N}, 12000\text{N}, 0\text{Nm}]$ . Es zeigt sich, dass im Fall stark unterschiedlicher Schräglaufwinkel zwei Minima existieren.

**Nichtlinear** Durch die detaillierte Berücksichtigung der Reifenkräfte in  $\mathbf{G}(\mathbf{u})$  hängt die Zielfunktion nichtlinear von den Optimierungsvariablen  $\mathbf{u}$  ab. Zusätzlich sind die beeinflussbaren Verlustleistungen durch die Berücksichtigung der Rad- und Elektromotorverlustleistungen  $P_{V,\text{Rad,red}}$  und  $P_{V,\text{EM}}$  nichtlinear von  $\mathbf{u}$  abhängig.

**Kontinuierlich** Für die Optimierung dürfen alle Variablen aus  $\mathbb{R}$  verwendet werden. Die Definition der Reifenkräfte erfolgt über eine stetige analytische Funktion und die betrachteten Kennfelder besitzen ausreichend Stützstellen, um dem Optimierungsalgorithmus Informationen über das Funktionsverhalten zu liefern. Unter diesen Voraussetzungen kann das Problem als kontinuierlich betrachtet werden.

**Beschränkt** Das Optimierungsproblem ist durch die maximal und minimal möglichen Batterie- und Elektromotorleistungen beschränkt. Die Beschränkungen bestehen einerseits aus Grenzen und andererseits aus einfachen linearen Zusammenhängen, welche in der Optimierung berücksichtigt werden müssen.

**Statisch** Im vorliegenden Problem sind die Optimierungsvariablen  $\mathbf{u}$  im euklidischen Raum  $\mathbb{R}^4$  definiert. Im Unterschied zur dynamischen Opti-

mierung werden die zum aktuellen Zeitpunkt vorliegenden Eingangsgrößen betrachtet, welche nicht von der Zeit abhängig sind.

## 5.4 Numerische Lösung des Optimierungsproblems

Zur Lösung nichtlinearer und nichtkonvexer Optimierungsprobleme mit Beschränkungen bestehen in der Literatur bereits leistungsfähige numerische Verfahren. In dieser Arbeit wird das Verfahren der Sequenziellen Quadratischen Programmierung (SQP) eingesetzt, um das Optimierungsproblem zu lösen. Dabei werden die Iterationsschritte durch das Lösen quadratischer Unterprobleme bestimmt. In Abschnitt 5.3.3 konnte gezeigt werden, dass das Optimierungsproblem mehrere Minima aufweist. Durch eine geeignete Wahl der Startpunkte und Parameter der Gewichtungsmatrix kann empirisch nachgewiesen werden, dass die global optimale Lösung gefunden wird.

Dieser Abschnitt verwendet die in der Literatur übliche Terminologie zur Bezeichnung der Größen für die numerische Optimierung (vgl. [NW06]). Zur Unterscheidung von bereits verwendeten Formelzeichen wird nachfolgend auf die Fettschreibung für Vektoren und Matrizen verzichtet sowie eine weitere Schriftart eingesetzt.

Den folgenden Betrachtungen liegt das nichtlineare Optimierungsproblem

$$\begin{aligned} \min_{\chi \in \mathbb{R}^n} \quad & f(\chi) \\ \text{u. B. v.} \quad & c_i(\chi) = 0, \quad i \in \mathcal{E} \\ & c_i(\chi) \geq 0, \quad i \in \mathcal{I} \end{aligned} \tag{5.11}$$

zugrunde. Das Ziel besteht in der Minimierung der nichtlinearen Funktion  $f$  unter Berücksichtigung aller Optimierungsvariablen  $\chi$  aus  $\mathbb{R}^n$ . Die Gleichungs- und Ungleichungsbedingungen werden durch die glatten und reellwertigen Funktionen  $c_i(\chi)$  beschrieben. Im unbeschränkten Fall gilt als *notwendige Bedingung zweiter Ordnung* für eine optimale Lösung einer zweifach stetig differenzierbaren Funktion an der Stelle  $\chi^*$  in der zulässigen Menge  $\mathcal{X}$ , dass

$$\nabla f(\chi^*) = 0 \tag{5.12}$$

der Gradient der Funktion verschwinden und die Hesse-Matrix  $\nabla^2 f(\chi^*) \geq 0$  positiv semidefinit sein muss. Eine *hinreichende Bedingung* für Optimalität zweiter Ordnung wird durch eine positiv definite Hesse-Matrix am Punkt  $\chi^*$

$$\nabla^2 f > 0 \tag{5.13}$$

erfüllt.

Im Falle der Optimierung mit Beschränkungen ist die notwendige Bedingung (5.12) um die Berücksichtigung der Beschränkungen zu erweitern. Durch Einführung der Lagrange-Funktion

$$\mathcal{L}(\chi, \lambda) = f(\chi) - \sum_{i \in \mathcal{E} \cup \mathcal{I}} \lambda_i c_i(\chi) \tag{5.14}$$

können die Bedingungen von *Karush-Kuhn-Tucker (KKT-Bedingungen)* nach [NW06] definiert werden.

$$\begin{aligned} \nabla_x \mathcal{L}(\chi^*, \lambda^*) &= \nabla f(\chi^*) - \sum_{i \in \mathcal{E} \cup \mathcal{I}} \lambda_i^* \nabla c_i(\chi^*) = \mathbf{0} \\ c_i(\chi^*) &= 0, \quad \text{für } i \in \mathcal{E} \\ c_i(\chi^*) &\geq 0, \quad \text{für } i \in \mathcal{I} \\ \lambda_i^* &\geq 0, \quad \text{für } i \in \mathcal{I} \\ \lambda_i^* c_i(\chi^*) &= 0 \quad \text{für } i \in \mathcal{E} \cup \mathcal{I} \end{aligned} \tag{5.15}$$

Dabei ist  $\chi^*$  ein lokales Minimum von (5.11), wenn die Gradienten der aktiven Beschränkungen linear unabhängig sind, d. h. die LICQ<sup>1</sup> Bedingung erfüllt ist. Durch die komplementäre Bedingung  $\lambda_i c_i(\chi^*) = 0$  wird sichergestellt, dass entweder die Beschränkung  $c_i(\chi)$  aktiv oder der Lagrange-Multiplikator  $\lambda_i = 0$  ist.

### 5.4.1 Sequenzielle Quadratische Programmierung (SQP)

Mit SQP-Verfahren können nichtlineare Probleme effizient gelöst werden, indem die Bestimmung der Iterationsschritte auf quadratische Unterprobleme zurückgeführt wird. Diese lassen sich dann mit den Methoden der quadratischen Programmierung (QP) bearbeiten. Die Schrittweite kann durch Line-Search-Algorithmen erfolgen.

Im Folgenden wird die grundlegende Idee der SQP erläutert. Für eine detaillierte Beschreibung sei auf die einschlägige Literatur wie beispielsweise

---

<sup>1</sup>LICQ = Linear Independence Constraint Qualification

[NW06] oder [GK02] verwiesen. Zu Beginn wird das Problem (5.11) durch eine Minimierung der Lagrange-Funktion ersetzt. Anschließend erfolgt eine quadratische Approximation der Lagrange-Funktion und eine lineare Approximation der Beschränkungen.

$$\begin{aligned} \min_p \quad & f_k + \nabla f_k^T p + \frac{1}{2} p^T \nabla_{xx}^2 \mathcal{L}_k p \\ \text{u. B. v.} \quad & \nabla c_i(\boldsymbol{x}_k)^T + c_i(\boldsymbol{x}_k) = 0, \quad i \in \mathcal{E} \\ & \nabla c_i(\boldsymbol{x}_k)^T + c_i(\boldsymbol{x}_k) \geq 0, \quad i \in \mathcal{I} \end{aligned} \quad (5.16)$$

Dieses quadratische Unterproblem zur Bestimmung der Richtung  $p$  kann nun mit der QP gelöst werden. Die Hesse-Matrix enthält Ableitungen zweiter Ordnung der Zielfunktion und ist in bestimmten Fällen aufwendig zu bestimmen. Aus diesem Grund wird diese durch eine Quasi-Newton-Approximation angenähert. Hierzu stehen Verfahren wie beispielsweise BFGS oder SR1 zur Verfügung (siehe [NW06]). Mit der Lösung des quadratischen Problems kann der neue Iterationsschritt wie folgt bestimmt werden:

$$\boldsymbol{x}_{k+1} = \boldsymbol{x}_k + \alpha_k p_k \quad (5.17)$$

Die Schrittweite  $\alpha_k$  lässt sich durch Verwendung eines geeigneten Line-Search-Verfahrens ermitteln.

Die Implementierung des Algorithmus erfolgt in drei Schritten:

- Bestimmen der Hesse-Matrix durch eine positiv definite Quasi-Newton-Approximation
- Lösen des quadratischen Problems
- Bestimmen der Schrittweite durch Line-Search-Verfahren

In dieser Arbeit erfolgt die Optimierung durch den Algorithmus FMINCON des Softwarepakets MATLAB&SIMULINK.

## 5.4.2 Strategie zur Bestimmung der globalen Lösung

Die Analyse der Zielfunktion in Abschnitt 5.3.3 hat gezeigt, dass in bestimmten Fahrsituationen mehrere Minima existieren können und dadurch

beim Einsatz eines gradientenbasierten Suchverfahrens die Lösung abhängig von der Wahl des Startpunkts ist. Der Einsatz globaler Optimierungsverfahren ist aufgrund des hohen Rechenbedarfs zu aufwendig. Um sicherzustellen, dass bei jeder Optimierung das globale Minimum gefunden wird, können die Lösungen mehrerer Startpunkte überprüft werden. Ein Startpunkt wird dabei immer so gewählt, dass er der Lösung aus dem vorangegangenen Optimierungsschritt entspricht. Aufgrund der Tatsache, dass die Änderung der Stell- und Zustandsgrößen langsam im Vergleich zu den Optimierungsintervallen verläuft, befindet sich die neue Lösung häufig in einer nahen Umgebung der Lösung aus dem vorangegangenen Rechenschritt. Die Wahl und Anzahl der weiteren Startpunkte, welche notwendig sind um eine global optimale Lösung zu erhalten, ist stark abhängig von den Gewichtungsparemtern  $\mathbf{W}_v$  sowie den eingesetzten Verlustleistungskennfeldern der Elektromotoren.

Die notwendige Anzahl und Position zusätzlicher Startpunkte kann unter Kenntnis der Gewichtungsmatrix und Verlustleistungskennfelder durch empirische Untersuchungen bestimmt werden. Für das in Kapitel 6 untersuchte Fahrzeug war aufgrund der glatten Verlustleistungskennfelder sowie der spezifischen Gewichtungsmatrix neben der letzten Lösung lediglich der Punkt  $\mathbf{u}_{\text{mit}} = [0, 0, 0, 0]$  als weiterer zu untersuchender Startpunkt nötig, um in allen untersuchten Fahrmanövern das globale Optimum zu finden. [Mül11] zeigte durch systematische Untersuchungen, dass durch eine geeignete Wahl und Umschaltung der Gewichtungsparameter das Auftreten mehrerer Minima ausgeschlossen werden kann. Hierbei wurde zwischen fahrdynamisch und energetisch optimaler Momentenverteilung umgeschaltet. Die Umschaltung kann beispielsweise in Abhängigkeit der Querbeschleunigung oder des Lenkradwinkels erfolgen.



## Simulation und Bewertung

*Die Untersuchung des Regelungskonzepts erfolgt anhand definierter Testverfahren in der Rechnersimulation. Zur Bewertung der Fahrdynamik werden objektive Kenngrößen für stationäre und instationäre Querdynamik-Fahrmanöver mit und ohne Fahrereinfluss betrachtet. Wenngleich das subjektive Fahrgefühl nur unzureichend durch objektive Kenngrößen beschrieben werden kann, so gibt es doch in der Literatur enge Zusammenhänge zwischen subjektiven Fahrurteilen und objektiven Kenngrößen, auf deren Grundlage eine Bewertung sinnvoll erscheint. Der Energieverbrauch wird anhand normierter Längsdynamik-Fahrzyklen bewertet, die ein möglichst realitätsnahes Belastungsprofil reproduzieren. Abschließend erfolgt eine Bewertung des Fahrverhaltens und des Energieverbrauchs bei kombinierter Längs- und Querdynamik anhand eines Rundkurses. Dabei werden alle Manöver und Fahrzyklen mit dem gleichen Fahrzeug und denselben Reglereinstellungen durchgeführt.*

### 6.1 Querdynamikmanöver

Zur Bewertung des Fahrverhaltens und für den Vergleich von Fahrzeugen untereinander wurden standardisierte Testverfahren mit objektiven Bewertungskriterien entwickelt und normiert. Anhand ausgewählter Testverfahren soll in dieser Arbeit der Einfluss des Regelungskonzepts auf das Fahrverhalten bewertet werden. Das betrachtete Fahrzeugkonzept bietet das Potenzial, die horizontale Fahrdynamik durch geeignete Wahl der Radmomente zu beeinflussen. Die Bewertung erfolgt einerseits für das stationäre Fahrverhalten, das durch die stationäre Kreisfahrt erfasst wird, und andererseits für das instationäre Fahrverhalten, das anhand der Fahr-

manöver Lenkwinkelsprung, Doppelspurwechsel sowie der Fahrsituation Beschleunigung aus stationärer Kurvenfahrt erfolgt.

Bei den durchgeführten Fahrmanövern ist prinzipiell zwischen *open-loop*- und *closed-loop*-Manövern zu unterscheiden. Der Lenkradwinkel wird bei *open-loop*-Fahrmanövern, wie beispielsweise dem Lenkwinkelsprung, über der Zeit vorgegeben, wodurch der Fahrereinfluss ausgeschlossen werden kann. Bei *closed-loop*-Fahrmanövern wird hingegen der Regelkreis Fahrer-Fahrzeug geschlossen und der Fahrer nimmt Einfluss auf die Fahrzeugbewegung. In dieser Arbeit wird der Fahrer bei *closed-loop*-Manövern, wie beispielsweise dem Doppelspurwechsel, durch eine offline-optimierte Lenkwinkelvorgabe ersetzt.

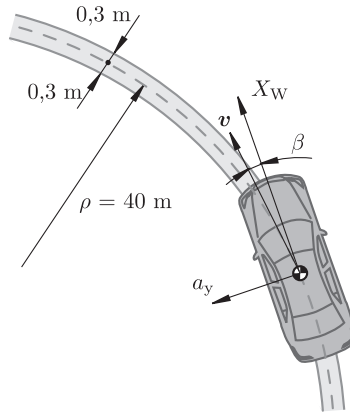
In den Simulationsuntersuchungen werden die Ergebnisse des geregelten Fahrzeugs einem ungeregelten Fahrzeug mit fester Momentenverteilung gegenübergestellt. Dabei wird im ungeregelten Fall das vom Fahrer gewünschte Gesamtantriebsmoment zu gleichen Teilen auf die Motoren verteilt. Diese Variante wird in den Abbildungen durch AWD gekennzeichnet, da sie einem Allradantrieb mit einer 50:50-Verteilung entspricht. Das durch die VDC und die OCA geregelte Fahrzeug wird in den Abbildung mit OCA gekennzeichnet.

### 6.1.1 Stationäre Kreisfahrt

Die stationäre Kreisfahrt nach DIN ISO 4138 ist eine der ältesten Testverfahren zur Bewertung des stationären Fahrverhaltens. Sie liefert neben dem Verlauf mehrerer fahrdynamischer Kenngrößen über der Querbeschleunigung die Kennwerte maximale Querbeschleunigung, Eigenlenk- und Schwimmwinkelgradient. Zur Analyse und Berechnung der Kennwerte im linearen Bereich der Seitenkraftkennlinien (bis ca. 0,4 g) werden die Beziehungen aus dem Einspurmodell verwendet.

Das Fahrzeug dreht sich bei der stationären Kreisfahrt mit unterschiedlich konstanten Geschwindigkeiten um einen Kreismittelpunkt. Für die Schwimmwinkelgeschwindigkeit  $\dot{\beta}$  und die Gierwinkelbeschleunigung  $\ddot{\psi}$  gilt bei konstanter Geschwindigkeit

$$\dot{\beta} = 0 \quad \text{und} \quad \ddot{\psi} = 0, \quad (6.1)$$



**Abb. 6.1:** Kenngrößen beim Fahrmanöver stationäre Kreisfahrt nach DIN ISO 4138 mit Radius  $\rho = 40$  m.

wordurch der Schwenkradius  $\rho_p$  in den Krümmungsradius  $\rho$  übergeht.

$$\rho \stackrel{(B.16)}{=} \frac{v}{\dot{\psi} + \dot{\beta}} = \frac{v}{\dot{\psi}} = \rho_p \quad (6.2)$$

Die für die Kreisfahrt wichtige Kenngröße Zentripetalbeschleunigung  $v^2/\rho$  hängt mit der Querschleunigung  $a_y$  über den Schwimmwinkel  $\beta$  zusammen und geht für kleine Schwimmwinkel in die Querschleunigung  $a_y$  über.

$$\frac{v^2}{\rho} = \frac{a_y}{\underbrace{\cos \beta}_{\approx 1}} = a_y \quad (6.3)$$

### Durchführung

Das Fahrzeug wird auf einer Kreisbahn mit konstantem Radius  $\rho = 40$  m bewegt. Die Daten werden im stationären Zustand, d. h. bei fixierter Lenkrad- und Fahrpedalstellung ermittelt. Die Geschwindigkeit wird stufenweise in Querschleunigungsschritten von  $0,5 \text{ m/s}^2$  oder sehr langsam kontinuierlich bis in den Grenzbereich erhöht [Zom91].

Bei diesem closed-loop-Manöver wird die Regelaufgabe des Fahrers von einem Kreisregler übernommen, der das Fahrzeug innerhalb der vorgeschriebenen  $0,3$  m Abweichung auf der Kreisbahn hält.

## Bewertungskriterien

Als Bewertungskriterien dienen bei der stationären Kreisfahrt die Kenngrößen

- Eigenlenkgradient  $EG$
- Schwimmwinkelgradient  $SG$
- Maximale Querbeschleunigung  $a_{y,\max}$

die aus den aufgenommenen Simulationsdaten bestimmt werden können.

Bei einer Kreisfahrt mit konstantem Radius und steigender Geschwindigkeit muss der Fahrer den Lenkradwinkel nicht nur in Abhängigkeit des Kurvenradius, sondern auch in Abhängigkeit der Querbeschleunigung wählen. Grund dafür sind die in der Regel unterschiedlichen Schräglaufwinkel an Vorder- und Hinterachse des Fahrzeugs. Die Differenz der Schräglaufwinkel ist von den Reifen- und Fahrzeugparametern abhängig und wird von OLLEY (1936) direkt zur Bewertung des Eigenlenkverhaltens herangezogen [HE07]. Der Fahrer hat jedoch keine Vorstellung über die aktuell vorliegenden Schräglaufwinkel. Diese sind messtechnisch nur schwer zu erfassen, weshalb in der DIN 70000 die Differenz zwischen der differentiellen Änderung des Lenkwinkels zur Querbeschleunigung und des Ackermann-Querbeschleunigungs-Gradienten zur Bewertung des Eigenlenkverhaltens genutzt wird. Dabei entspricht der Ackermannlenkwinkel  $\delta_A$  dem Lenkwinkel bei kinematisch richtigem Abrollen [Zom91].

$$EG = \frac{1}{i_L} \cdot \frac{d\delta_H}{da_y} - \frac{d\delta_A}{da_y} \quad (6.4)$$

Wird der lineare Querdynamikbereich (gültig bis 0,4 g) betrachtet, so vereinfacht sich der Eigenlenkgradient zu [Zom91]:

$$EG = \frac{1}{i_L} \cdot \frac{\delta_H}{a_y} - \frac{\delta_A}{a_y} \quad (6.5)$$

Nach Umformen ergibt sich:

$$\delta_H = i_L \delta_A + i_L \cdot EG \cdot a_y \quad (6.6)$$

Aus den kinematischen Betrachtungen des linearen Einspurmodells und der Umrechnung des Lenkradwinkels in den Radlenkwinkel  $\delta = \delta_H / i_L$  ergibt sich folgender linearer Zusammenhang für den Radlenkwinkel:

$$\delta = \underbrace{\frac{l}{\rho}}_{\delta_A} + m \underbrace{\frac{(c_{\alpha,h} l_h - c_{\alpha,v} l_v)}{l c_{\alpha,v} c_{\alpha,h}}}_{EG} \cdot \frac{v^2}{\rho} \quad (6.7)$$

Mithilfe des Eigenlenkgradienten EG kann so das Eigenlenkverhalten des Fahrzeugs bei stationärer Kreisfahrt auf konstantem Radius beschrieben werden.

- $EG > 0$ : *untersteuerndes Verhalten*, wenn der Lenkwinkel bei steigender Zentripetalbeschleunigung erhöht werden muss, um die Kreisbahn zu halten.
- $EG = 0$ : *neutrales Verhalten*, wenn der Lenkwinkel unabhängig von der Zentripetalbeschleunigung konstant gehalten werden kann.
- $EG < 0$ : *übersteuerndes Verhalten*, wenn der Lenkwinkel bei steigender Zentripetalbeschleunigung verringert werden muss, um die Kreisbahn zu halten.

Ein Fahrzeug wird grundsätzlich untersteuernd ausgelegt, da der Normalfahrer im Grenzbereich eher dazu neigt, den Lenkwinkel zu erhöhen als bei einem übersteuernden Fahrzeug Lenkwinkel abzubauen, um das Fahrzeug auf der Kreisbahn zu halten. Übermäßiges Untersteuern kann jedoch wie in Abschnitt 3.1.3 beschrieben durch eine geeignete Regelung der Radmomente vermieden werden, indem ein zusätzliches Giermoment durch die Einzelradantriebe aufgebaut wird. Das Potenzial zur Verringerung des Untersteuerns wird in den nachfolgenden Simulationsuntersuchungen bewertet.

In der Literatur wird dem Schwimmwinkel  $\beta$  eine für das subjektive Empfinden wichtige Bedeutung zugeschrieben. Häufig wird für ein positives Fahrverhalten ein möglichst kleiner Schwimmwinkel gefordert. Zur Bestimmung des Schwimmwinkelbaus in Abhängigkeit der Querbeschleunigung wird der Schwimmwinkelgradient  $SG$  eingesetzt. Für die lineare Theorie lässt sich der Schwimmwinkelgradient mit den Größen des Einspurmodells bei stationärer Kreisfahrt wie folgt bestimmen:

$$\beta = -\frac{l_h}{R} + \underbrace{\frac{m l_v}{c_{\alpha,h} l}}_{SG} \cdot \frac{v^2}{\rho} \quad (6.8)$$

Aus Gründen des subjektiven Fahrempfindens sollte der Absolutwert des SG möglichst klein sein und über der Querbeschleunigung möglichst konstant verlaufen [MW14].

Theoretisch ergibt sich die maximale Querbeschleunigung aus der Summe der Achsseitenkräfte bezogen auf die Fahrzeugmasse. Wird von einer ideal gleichen Kraftschlussausnutzung von Vorder- und Hinterachse und kleinen Winkeln ausgegangen, so kann unter Vernachlässigung aerodynamischer Auf- und Abtriebskräfte die maximale theoretische Querbeschleunigung  $a_{y,\max,\text{theor}}$  in Abhängigkeit des seitlichen Kraftschlussbeiwerts  $\mu_y$  nach

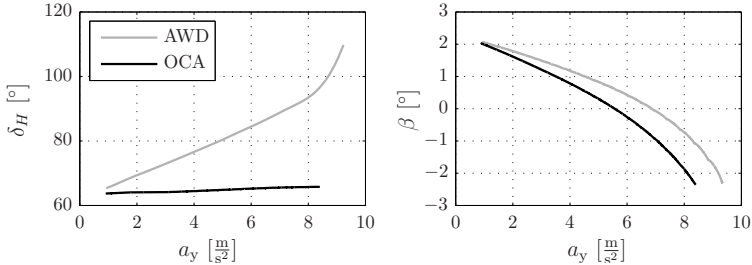
$$a_{y,\max,\text{theor}} = \mu_y \cdot g \quad (6.9)$$

bestimmt werden. Mit üblichen Reifen kann so auf trockener Straße je nach Geschwindigkeit eine Querbeschleunigung von 1,1 . . . 1,0 g erreicht werden. Die maximale Querbeschleunigung wird jedoch häufig dann erreicht, wenn der Fahrer das Fahrzeug nicht mehr auf der Kreisbahn halten kann. Bei einem untersteuernden Fahrzeug wird zuerst die Kraftschlussgrenze an der Vorderachse des Fahrzeugs erreicht, worauf das Fahrzeug die Kreisbahn stabil über die Vorderachse in Richtung eines größeren Radius verlässt. Die Wahl der Radmomente beeinflusst die Reibbeiwertausnutzung und somit die maximale Querbeschleunigung. Eine hohe maximale Querbeschleunigung erweitert den fahrdynamischen Grenzbereich und steigert die Fahrsicherheit sowie die Agilität.

### Untersuchung in der Simulation

In Abbildung 6.2 wird der Verlauf des Lenkradwinkels und des Schwimmwinkels über der Querbeschleunigung für die stationäre Kreisfahrt dargestellt. Für das Allradfahrzeug AWD ergibt sich durch die Gleichverteilung des Gesamtantriebsmoments auf die vier Räder ein üblicher Verlauf des Lenkradwinkels. Bis zum linearen Bereich ist ein um den Eigenlenkgradienten EG gleichbleibender Anstieg des Lenkradwinkels zu erkennen. Wird die Geschwindigkeit weiter erhöht, so müssen die größeren Fliehkräfte durch größere Reifenseitenkräfte abgestützt werden. Der Fahrer muss infolgedessen stärker einlenken, um die Schräglaufwinkel und damit die Seitenkräfte weiter zu erhöhen. Sobald bei einem untersteuernden Fahrzeug die Kraftschlussgrenze an der Vorderachse erreicht wird, kann der Fahrer das Fahrzeug trotz Steigerung des Lenkradwinkels nicht mehr auf der Kreisbahn halten und erreicht somit die maximale Querbeschleunigung.

Der Schwimmwinkel ist bei niedriger Querbeschleunigung nach den kinematischen Beziehungen des linearen Einspurmodells per Definition (6.8) positiv. Mit zunehmendem Hinterachs-Schräglaufwinkel wird der Schwimmwinkel kleiner und erreicht seinen Nulldurchgang, wenn die Fahrzeughängsachse der Bahntangente entspricht.



**Abb. 6.2:** Lenkradwinkel-  $\delta_H$  und Schwimmwinkelverlauf  $\beta$  bei stationärer Kreisfahrt in Abhängigkeit der Fahrzeugquerbeschleunigung  $a_y$ .

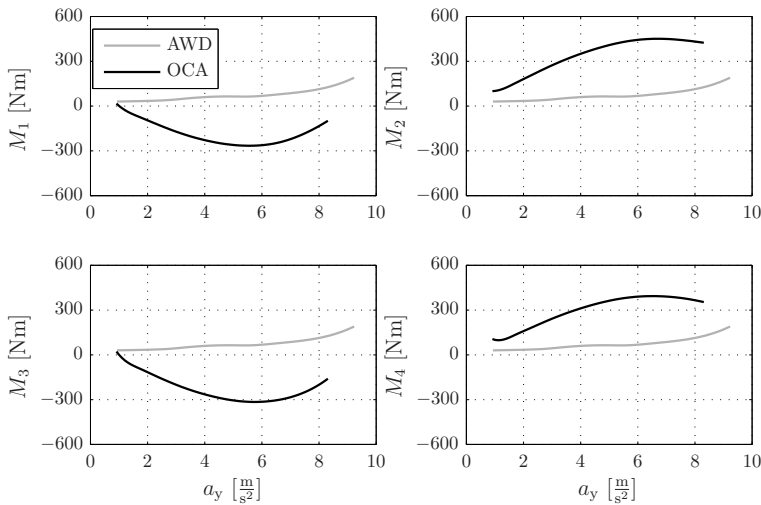
Für das geregelte Fahrzeug OCA wurde ein neutrales Eigenlenkverhalten und dadurch agiles Fahrverhalten angestrebt. Es zeigt sich, dass der querbeschleunigungsabhängige Anteil des Lenkradwinkels bis in den Grenzbereich hinein stark vermindert wurde, d. h. der Gradient  $d\delta/da_y$  konnte durch das zusätzliche Giermoment stark reduziert und damit die Agilität des Fahrzeugs erhöht werden. Aus Abbildung 6.3 wird ersichtlich, wie durch negative Momente an den kurveninneren Rädern und positiven Momenten an den kurvenäußeren Rädern das Giermoment um die Fahrzeughochachse erzeugt wird. Im Vergleich zu der AWD-Variante wird an den Reifen mehr Längsschlupf erzeugt, weshalb das Kraftschlussmaximum früher erreicht wird. Hieraus resultiert eine geringere maximale Querbeschleunigung. Der Schwimmwinkel nimmt über der Querbeschleunigung im Vergleich zur AWD-Variante leicht zu.

Die dargestellten Ergebnisse sind vor dem Hintergrund der Fahrbarkeit zu überprüfen. Anhand praktischer Fahrversuche können über die Subjektivrteile der Probanden geeignete Reglerparameter gefunden bzw. ein Kompromiss zwischen Agilität und Fahrkomfort erzielt werden. Es ist anzumerken, dass je nach Parametrisierung des Reglers unterschiedliche Ziele verfolgt werden können. So ist theoretisch auch die Steigerung der maximalen Querbeschleunigung möglich, indem durch eine Verlagerung der Antriebsmomente auf die kurvenäußeren Räder die Kraftschlussausnutzung

**Tab. 6.1:** Bewertungsgrößen bei stationärer Kreisfahrt für die gewählten Reglerparameter. Die Angaben EG und SG sind für den linearen Querdynamikbereich gültig.

	EG $[\frac{^\circ \cdot s^2}{m}]$	SG $[\frac{^\circ \cdot s^2}{m}]$	$a_{y,max} [\frac{m}{s^2}]$
AWD	0,25	0,29	9,2
OCA	0,02	0,4	8,4
$\Delta$ in Prozent	-96%	+37%	-8,6%

maximiert wird. Die Untersuchungen von [Ore05] und [Mei08] haben jedoch gezeigt, dass durch die kraftschlussausnutzungsoptimierte Verteilung der Antriebsmomente keine großen Steigerungen in der maximalen Querberechnung zu erzielen sind.



**Abb. 6.3:** Radmomente  $M_i$  in Abhängigkeit der Fahrzeugquerbeschleunigung  $a_y$ .

### 6.1.2 Lenkwinkelsprung

Der Lenkwinkelsprung nach DIN ISO 7401 wird zur Bewertung des instationären und stationären Fahrverhaltens eingesetzt. In der Realität kann



jedoch keine Sprungfunktion realisiert werden, weshalb das Lenkrad entsprechend einer Rampenfunktion betätigt wird. Aus diesem Testverfahren können wichtige Parameter und Kenngrößen zur Beschreibung der Fahrzeugreaktion und Systemdynamik gewonnen werden [Zom91]. Es wird als open-loop-Manöver für verschiedene Geschwindigkeiten durchgeführt.

### Durchführung

Beim Lenkwinkelsprung wird das Fahrzeug bei konstanter Geschwindigkeit aus der Geradeausfahrt durch eine rampenförmige Lenkwinkeleingabe auf eine stationäre Kreisfahrt gebracht. Das Manöver wird bei einer Testgeschwindigkeit von 80 km/h und weiteren Geschwindigkeiten im Abstand von 20 km/h-Schritten durchgeführt. Die Lenkgeschwindigkeit soll zwischen 200 und 500 °/s liegen. Der einzustellende Lenkwinkel wird im Vorhinein ermittelt, um die gewünschte Querbeschleunigung von 4 m/s<sup>2</sup> zu erreichen. Das Manöver wird für verschiedene Geschwindigkeiten wiederholt.

### Bewertungskriterien

Die Bewertung der aufgezeichneten Größen erfolgt im Zeitbereich. Aus den Zeitfunktionen werden folgende Werte ermittelt:

- Response-Time der Querbeschleunigung  $T_{R_{ay}}$
- Response-Time der Giergeschwindigkeit  $T_{R_{\dot{\psi}}}$
- Peak-Response-Time der Querbeschleunigung  $T_{ay_{max}}$
- Peak-Response-Time der Giergeschwindigkeit  $T_{\dot{\psi}_{max}}$
- Überschwingweite der Querbeschleunigung  $U_{ay}$
- Überschwingweite der Giergeschwindigkeit  $U_{\dot{\psi}}$
- Gierverstärkung über der Geschwindigkeit
- TB-Faktor

Zur Bestimmung der Kennwerte Response-Time und Peak-Response-Time wird eine Variable  $t_0$  eingeführt. Diese markiert den Zeitpunkt, sobald der Lenkradwinkel 50 % seines Endwerts erreicht hat. Die Response-Time oder

Ansprechzeit ergibt sich aus der Zeitdifferenz zwischen dem Zeitpunkt  $t_0$  und 90 % des Stationärwerts der Querschleunigung oder Giergeschwindigkeit. Die Peak-Response-Time kennzeichnet die Zeitspanne zwischen  $t_0$  und dem Erreichen des ersten Maximums der Querschleunigung oder der Giergeschwindigkeit (siehe Abbildung 6.4). Probandenuntersuchungen haben gezeigt, dass eine kleine (Peak-)Response-Time vom Fahrer als gut empfunden, d. h. ein möglichst direktes Ansprechverhalten des Fahrzeugs bevorzugt wird [MW14] [Sta97].

Die Überschwingweiten errechnen sich aus dem Maximalwert bezogen auf den Stationärwert der Querschleunigung und der Giergeschwindigkeit. Zu dem subjektiven Fahrgefühl in Abhängigkeit der Überschwingweite sind nach [MW14] widersprüchliche Aussagen bekannt. Bei der Parametrisierung des Reglers wird ein leichtes Überschwingen angestrebt.

Die Gierverstärkung ermittelt sich aus der stationären Giergeschwindigkeit bezogen auf den Lenkradwinkel. Sie kennzeichnet die Reaktion des Fahrzeugs auf die Lenkradwinkeleingabe des Fahrers. Um ein agileres Fahrverhalten zu erzielen, ist eine Erhöhung der Gierverstärkung erforderlich. In dieser Arbeit wird eine erhöhte Gierverstärkung bis in den mittleren Geschwindigkeitsbereich angestrebt. Bei hohen Geschwindigkeiten wird keine zusätzliche Gierverstärkung aufgebracht, um die Lenkempfindlichkeit zu reduzieren.

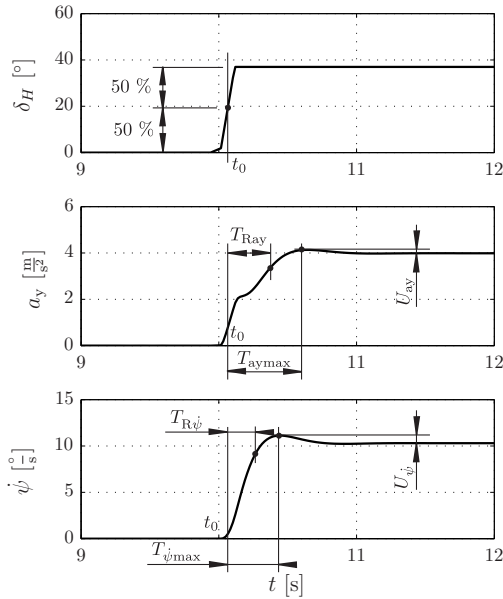
Ein weiteres Bewertungskriterium ist der  $TB$ -Faktor, der als Produkt aus der Zeit  $T_{\psi_{\max}}$  und dem stationären Schwimmwinkel  $\beta_{\text{stat}}$  bei  $v = 80 \text{ km/h}$  und  $a_y = 4 \text{ m/s}^2$  ermittelt wird.

$$TB = T_{\psi_{\max}} \cdot \beta_{\text{stat}} \quad (6.10)$$

Nach [Zom91] kommt ein Normalfahrer um so besser mit dem Fahrzeug auf kurvenreichen Strecken zurecht, desto niedriger der Wert ist.

### Untersuchung in der Simulation

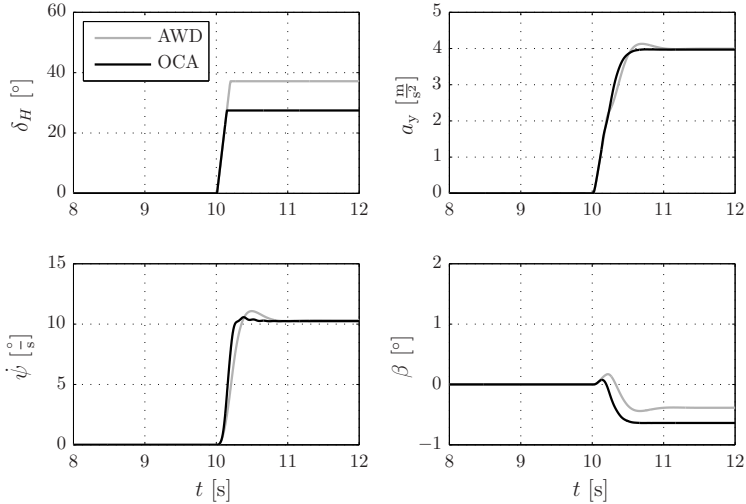
Die Bewegungsgrößen des Lenkwinkelsprungs bei einer Geschwindigkeit von 80 km/h sind in Abbildung 6.5 für das AWD- und OCA-Fahrzeug dargestellt. Für das AWD-Fahrzeug zeigt sich, dass die Querschleunigung und die Giergeschwindigkeit leicht überschwingen und ein Lenkradwinkel von  $\delta_H = 38^\circ$  benötigt wird, um die geforderte Querschleunigung von



**Abb. 6.4:** Bewertungskriterien für Lenkwinkelsprung nach DIN ISO 7401. Bewertung der Response-Time der Querbeschleunigung  $T_{Ray}$  und Giergeschwindigkeit  $T_{R\dot{\psi}}$  sowie der Peak-Response-Time der Querbeschleunigung  $T_{aymax}$  und Giergeschwindigkeit  $T_{\dot{\psi}max}$  und der Überschwingweiten der Giergeschwindigkeit  $U_{\dot{\psi}}$  und Querbeschleunigung  $U_{ay}$ .

4 m/s<sup>2</sup> zu erreichen. Aus Abbildung 6.6 ist zu entnehmen, dass die Antriebsmomente gleichverteilt sind und von der Geschwindigkeitsregelung während des Lenkwinkelsprungs leicht erhöht werden, um die zu den Fahrwiderständen zusätzlich wirkenden Kurvenwiderstände zu kompensieren.

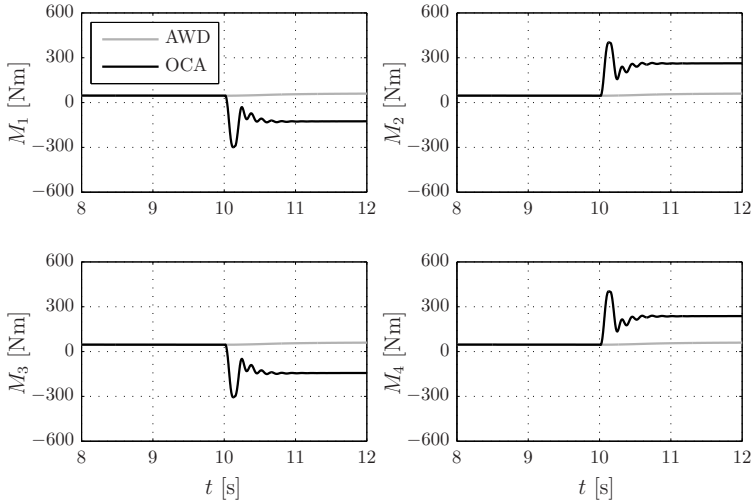
Für das geregelte OCA-Fahrzeug ist der reduzierte Lenkradwinkel deutlich zu erkennen. Der Lenkradwinkel lässt sich durch das zusätzlich aufgebrauchte Giermoment in dieser Situation um  $\Delta\delta_H \approx 10^\circ$  verringern. Für den Fahrer ergibt sich auf diese Weise eine deutlich stärkere Reaktion des Fahrzeugs bei gleichem Lenkaufwand. Unterstützt wird die starke Fahrzeugreaktion durch ein direkteres Ansprechverhalten, indem die (Peak-) Response-Time der Giergeschwindigkeit verringert wird. Insgesamt führen diese Veränderungen für den Fahrer zu einem agileren Fahrverhalten. Die



**Abb. 6.5:** Zeitlicher Verlauf des Lenkradwinkels  $\delta_H$  und der Bewegungsgrößen Querbewegungsbeschleunigung  $a_y$ , Gierrate  $\dot{\psi}$  und Schwimmwinkel  $\beta$  beim Lenkwinkelsprung nach DIN ISO 7401 bei  $v = 80$  km/h.

Überschwingweite bei der Querbewegungsbeschleunigung und der Gierrate wurde hingegen reduziert. Durch das zusätzliche Giermoment wird der Schwimmwinkel im Vergleich zum AWD-Fahrzeug leicht erhöht, was sich im TB-Wert niederschlägt. Bei Betrachtung der Radmomente in Abbildung 6.6 zeigt sich deutlich, wie durch das erste Momentenmaximum die Ansprechzeit reduziert und durch die stationären Differenzmomente an der Vorder- und Hinterachse ein konstantes zusätzliches Giermoment eingestellt wird. Die Auswirkungen der Radmomentenschwingungen auf den Fahrzeugkomfort können auf Basis dieser Simulation nur unzureichend beurteilt werden.

Werden die Lenkwinkelsprünge für verschiedene Geschwindigkeiten durchgeführt, so lässt sich die Gierverstärkung über den gesamten Geschwindigkeitsbereich ermitteln. In Abbildung 6.7 ist die höhere Gierverstärkung des geregelten Fahrzeugs deutlich zu erkennen. Die Reglerparameter wurden so gewählt, dass die Fahrzeugreaktion im mittleren Geschwindigkeitsbereich wesentlich stärker ausfällt als beim AWD-Fahrzeug. Für höhere Geschwindigkeiten wird das Giermoment reduziert bis bei ca. 140 km/h das Standardfahrverhalten erreicht wird. Auf diese Weise kann sichergestellt werden, dass das Fahrzeug bei hohen Geschwindigkeiten gutmütig reagiert



**Abb. 6.6:** Zeitlicher Verlauf der Radmomente  $M_i$  beim Lenkwinkelsprung nach DIN ISO 7401 bei  $v = 80$  km/h.

und nicht zu stark auf geringe, eventuell ungewollte Lenkradwinkeländerungen reagiert.

In Abbildung 6.8 sind die Ansprechzeit und Peak-Response-Time der Giergeschwindigkeit und Querschleunigung über der Geschwindigkeit dargestellt. Es zeigt sich, dass die Ansprechzeiten des geregelten Fahrzeugs durchweg reduziert werden konnten. Zu den Peak-Response-Zeiten der Querschleunigung sei angemerkt, dass diese für gewisse Geschwindigkeiten nicht ermittelt werden konnten, da hier kein ausgeprägtes Querschleunigungsmaximum existiert. Dieser Fall ist auch im Querschleunigungsverlauf der Abbildung 6.5 bei 80 km/h ersichtlich.

Aufgrund des höheren stationären Schwimmwinkels erhöht sich der TB-Wert um 27 %. Diese Parametrisierung des Reglers stellt dar, was mit dem betrachteten Fahrzeug und den eingesetzten Aktoren möglich wäre. Erst in praktischen Fahrversuchen kann eine hinreichende Bewertung des erzeugten Fahrverhaltens erfolgen.

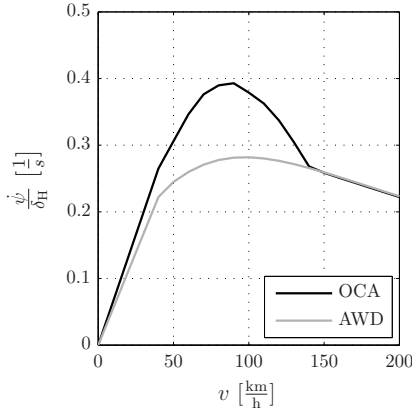


Abb. 6.7: Gierverstärkung in Abhängigkeit der Geschwindigkeit.

### 6.1.3 Doppelter Fahrspurwechsel

Als instationäres closed-loop-Fahrmanöver gehört der Doppelspurwechsel nach DIN ISO 3888-1, wie die Kreisfahrt bei den stationären Manövern, zu den ältesten Testverfahren [Zom91]. Bei diesem Testverfahren wird eine verkehrsbezogene Situation simuliert. Der Fahrer wird aus der Geradeausfahrt gezwungen, einen Spurwechsel auf die linke Fahrspur und wieder zurück durchzuführen. Dabei wird in der Rechnersimulation der Fahrer durch einen offline-optimierten Lenkradwinkelverlauf ersetzt. Der zulässige Korridor, auch Wedelgasse genannt, wird dabei durch begrenzende Wegpunkte vorgegeben. Mit diesem realitätsnahen Manöver soll vor allem die Reduktion des Lenkaufwands bewertet werden.

#### Durchführung

Das Fahrzeug mit der Breite  $B$  muss beim doppelten Spurwechsel durch die Wedelgasse bewegt werden, ohne die Begrenzungspunkte zu berühren. In Abbildung 6.9 ist die 110 m lange Messstrecke dargestellt. Die Gassenbreite wird abhängig von der Fahrzeugbreite gewählt und wird mit zunehmender Strecke breiter. Der Spurversatz zwischen den Pylonengassen beträgt 3,5 m.

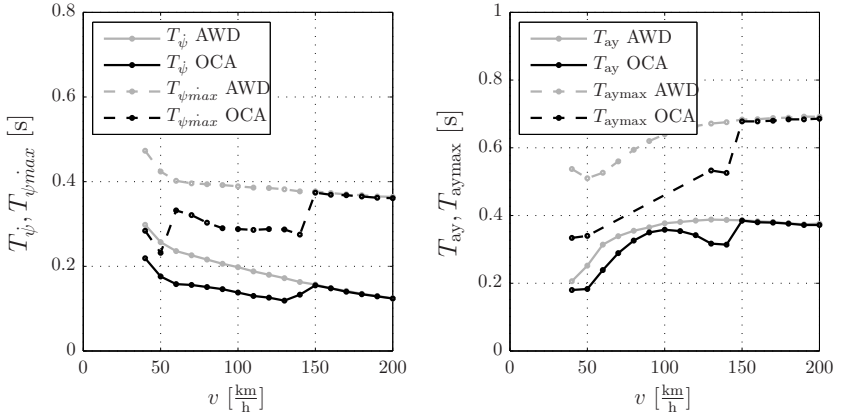


Abb. 6.8: (Peak-)Response-Time der Giergeschwindigkeit und Querbeschleunigung des Lenkwinkel sprungs über der Geschwindigkeit.

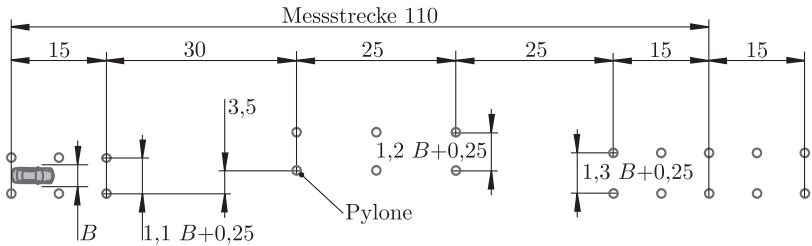


Abb. 6.9: Abmessungen der Wedelstrecke des doppelten Fahrspurwechsels nach DIN ISO 3888-1 in Meter.

## Bewertungskriterien

Normalerweise wird die Durchfahrtzeit als Bewertungskriterium herangezogen. In dieser Untersuchung wurde jedoch kein validiertes Fahrermodell verwendet, weshalb die Bewertung der Durchfahrtzeit als ungeeignet erscheint. Bewertet werden bei diesem Fahrmanöver folgende Kenngrößen:

- Lenkradwinkelbedarf LWB
- Zeitlicher Verlauf der Querschleunigung  $a_y$
- Zeitlicher Verlauf des Schwimmwinkels  $\beta$

Der Lenkaufwand wird aus dem Integral des Lenkradwinkelbetrags

$$\text{LWB} = \int |\delta_H| dt \quad (6.11)$$

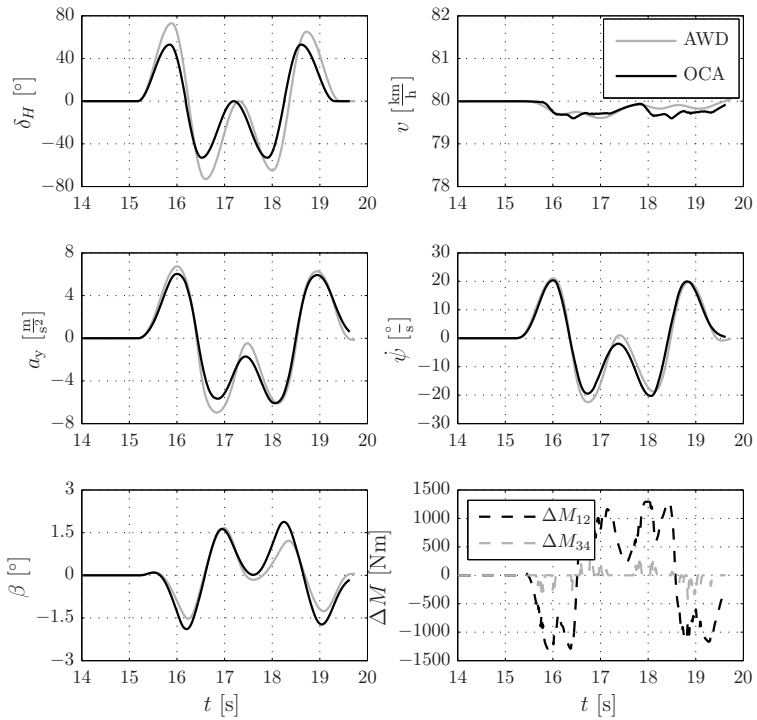
ermittelt und kann, da die gleiche Offline-Optimierung zum Einsatz kommt, als Bewertungsgröße eingesetzt werden. Er kennzeichnet den vom Fahrer zum Durchfahren der Wedelgasse aufzubringenden Lenkaufwand. Ein geringerer LWB wird in dieser Situation als vorteilhaft betrachtet, da im Handlingbereich eine starke Fahrzeugreaktion pro Lenkradwinkelaufwand als agil betrachtet wird.

## Untersuchung in der Simulation

Die Simulationsergebnisse des Doppelspurwechsels bei 80 km/h sind in Abbildung 6.10 dargestellt. Der Vergleich des Lenkradwinkels zwischen der AWD- und OCA-Variante zeigt, dass bei dem geregelten OCA-Fahrzeug ein wesentlich geringerer Lenkradwinkel zum Durchfahren der Wedelgasse notwendig ist. Der Lenkwinkelbedarf konnte durch das aktiv erzeugte Giermoment um  $\Delta\text{LWB} \approx 25\%$  reduziert werden. Wie in den bereits gezeigten Fahrmanövern steigt der Schwimmwinkel durch das zusätzliche Giermoment an. In Abbildung 6.10 unten rechts ist das Differenzmoment der Vorderachse und Hinterachse des geregelten OCA-Fahrzeugs dargestellt.

Die zeitlichen Verläufe der Radmomente in Abbildung 6.11 zeigen, dass durch die gewählten Reglerparameter das Differenzmoment größtenteils an der Vorderachse erzeugt wird. Grund hierfür ist die Berücksichtigung des Energieverbrauchs im Gütefunktional. Die Elektromotorverlustleistungen





**Abb. 6.10:** Lenkradwinkel  $\delta_H$  und Bewegungsgrößen beim Doppelspurwechsel mit  $v = 80$  km/h.  $\Delta M_{12}$  und  $\Delta M_{34}$  stellt die Differenzmomente des OCA-Fahrzeugs an der Vorderachse (schwarz) und Hinterachse (grau gestrichelt) dar.

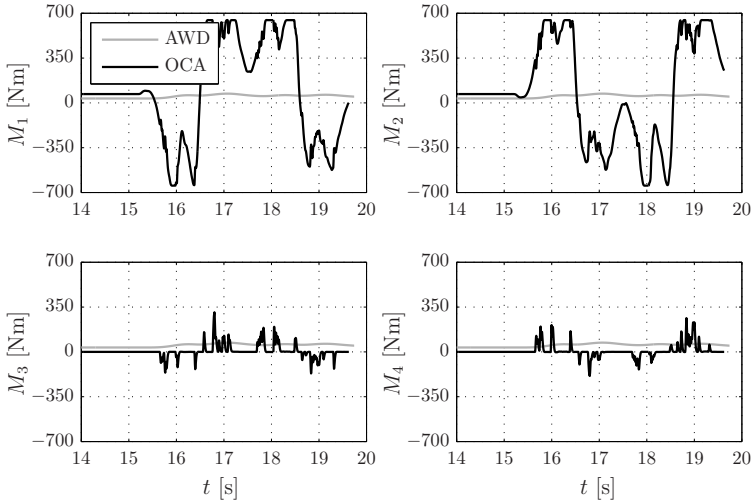


Abb. 6.11: Radmomente  $M_i$  beim Doppelspurwechsel mit  $v = 80$  km/h der OCA- und AWD-Variante.

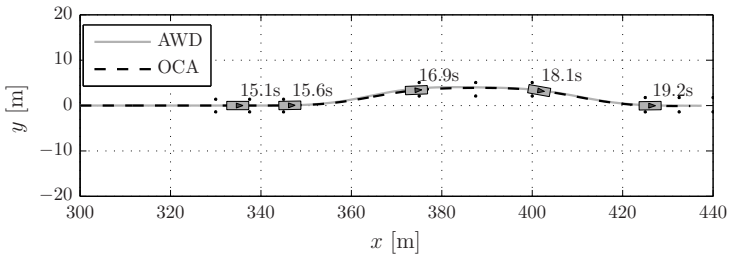


Abb. 6.12: Trajektorie des AWD- und OCA-Fahrzeugs beim Doppelspurwechsel-Manöver. Die Pylonen sind als schwarze Punkte dargestellt. Die AWD-Variante ist für verschiedene Zeitpunkte eingezeichnet.

sind am geringsten, wenn die Antriebsmomente über eine Achse gestellt werden. Sobald mehr Differenzmoment gefordert wird, als an einer Achse erzeugt werden kann, wird die Hinterachse mit eingesetzt.

**Tab. 6.2:** Vergleich des Lenkradwinkelintegrals, der maximalen Querbeschleunigung und des maximalen Schwimmwinkels der Varianten AWD und OCA für das Fahrmanöver Doppelspurwechsel.

	LWB [ $^{\circ} s$ ]	$\mathbf{a}_{y,\max}$ [ $\frac{m}{s^2}$ ]	$\beta_{\max}$ [ $^{\circ}$ ]
AWD	160,9	6,9	1,6
OCA	120,7	6,1	1,9
$\Delta$ in Prozent	-25%	-11,6%	+18,75%

### 6.1.4 Beschleunigung aus stationärer Kreisfahrt

Wie in Abschnitt 3.2.1 beschrieben, kann durch die aktive Erzeugung eines Gierrmoments die Untersteuertendenz beim Beschleunigen in Kurvenfahrt reduziert werden. Zur Bewertung des Fahrverhaltens wird das closed-loop-Fahrmanöver Beschleunigung aus stationärer Kurvenfahrt simuliert.

#### Durchführung

Das Fahrmanöver wird zur Bewertung der Fahrzeugreaktion bei Kurvenfahrt unter sprunghafter Erhöhung der Antriebsmomente durchgeführt. Dabei wird das Fahrzeug auf stationärer Kreisfahrt mit einer Querbeschleunigung von  $4 \text{ m/s}^2$  bewegt. Eine plötzliche Erhöhung des Antriebsmoments auf eine definierte Längsbeschleunigung bewirkt eine Änderung der Gierrate und des Bahnradius. Der Lenkradwinkel wird dabei nicht verändert.

#### Bewertungskriterien

Bewertet wird die Gierratenabweichung eine Sekunde, nachdem die Antriebsmomente sprunghaft erhöht wurden. Die Ergebnisse werden in einem Diagramm für definierte Längsbeschleunigungen aufgetragen. In [Bin11] wurde die Gierratenabweichung eines neutralsteuernden Fahrzeugs anhand

der Beziehungen des linearen Einspurmodells hergeleitet. Ein neutralsteuerndes Fahrzeug hat nach der Definition von OLLEY die gleichen Schräglaufwinkel an Vorder- und Hinterachse.

$$\alpha_v = \alpha_h \quad (6.12)$$

Die Schräglaufwinkel ergeben sich aus der linearen Kinematik des Einspurmodells (B.3) nach:

$$\delta - \beta - \frac{l_v \dot{\psi}}{v} = -\beta + \frac{l_h \dot{\psi}}{v} \quad (6.13)$$

Für die Gierrate  $\dot{\psi}$  ergibt sich mit  $l = l_v + l_h$ :

$$\dot{\psi} = \delta v \frac{1}{l} \quad (6.14)$$

Wird die Gierratendifferenz in Abhängigkeit der Geschwindigkeitsdifferenz in einer Sekunde betrachtet, so ergibt sich folgende Abschätzung für ein neutralsteuerndes Fahrzeug:

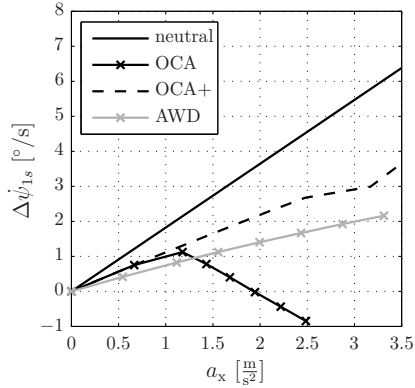
$$\Delta \dot{\psi}_{1s} = \delta \Delta v_{1s} \frac{1}{l} \quad (6.15)$$

Um ein möglichst agiles Fahrverhalten zu erzeugen, sollte die Gierratenabweichung des geregelten Fahrzeugs möglichst nahe an der eines neutralsteuernden Fahrzeugs liegen, ohne jedoch zu übersteuern.

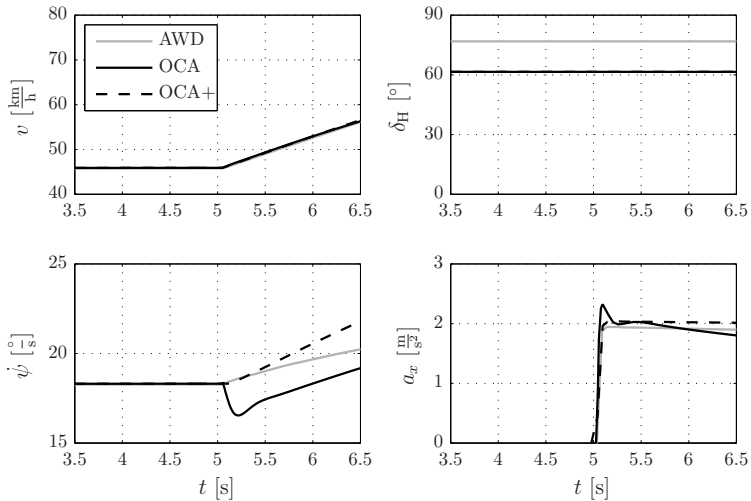
## Untersuchung in der Simulation

Ausgehend von einer stationären Kreisfahrt auf einer Kreisbahn mit einem Radius von 40 m wurde das Fahrzeug durch einen definierten Sprung im Fahrpedalwert bei festgehaltenem Lenkrad beschleunigt.

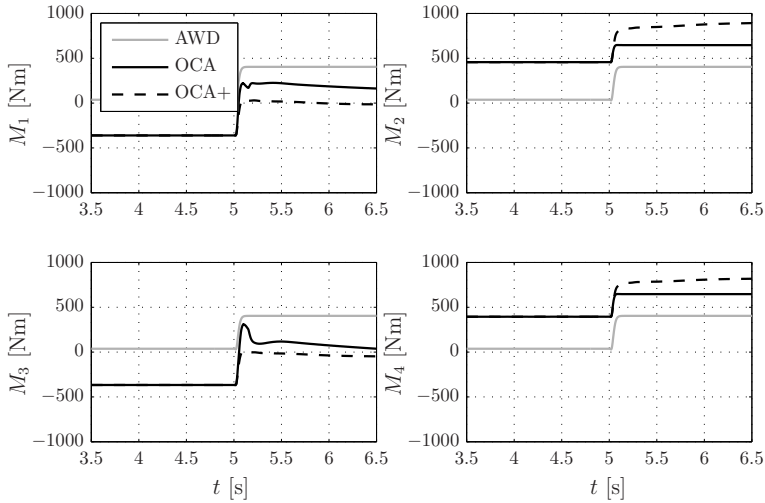
Abbildung 6.13 stellt die Abweichung der Gierrate über der Längsbeschleunigung dar. Die Simulation wurde bis zu einer Längsbeschleunigung von ca.  $a_x = 3,5 \text{ m/s}^2$  durchgeführt. Für Längsbeschleunigungen bis  $a_x = 1 \text{ m/s}^2$  liegt die Gierratendifferenz der OCA-Variante über der Gierratendifferenz der AWD-Variante. Ab dieser Längsbeschleunigung nimmt die Gierratendifferenz der OCA-Variante stark ab und wird sogar bei höheren Längsbeschleunigungen leicht negativ. Dieses Verhalten begründet sich durch die obere Drehmomentgrenze der betrachteten Elektromotoren.



**Abb. 6.13:** Gierratenabweichung nach 1 s beim Beschleunigen aus stationärer Kreisfahrt der AWD- und OCA-Variante über verschiedenen Längsbeschleunigungen. OCA+ entspricht der OCA-Regelung mit erhöhten maximal zulässigen Elektromotormomenten.



**Abb. 6.14:** Lenkradwinkel und Bewegungsgrößen der AWD- und OCA-Varianten bei einer Beschleunigung aus stationärer Kreisfahrt mit  $a_x = 2 \text{ m/s}^2$ . OCA+ entspricht der OCA-Regelung mit erhöhten maximal zulässigen Elektromotormomenten.



**Abb. 6.15:** Radmomente der AWD- und OCA-Variante bei einer Beschleunigung aus stationärer Kreisfahrt mit  $a_x = 2 \text{ m/s}^2$ . OCA+ entspricht der OCA-Regelung mit erhöhten maximal zulässigen Elektromotormomenten.

Abbildung 6.14 stellt exemplarisch die Bewegungsgrößen für eine Längsbeschleunigung von  $a_x = 2 \text{ m/s}^2$  dar. Im Verlauf der Gierrate ist zu erkennen, dass durch den Fahrpedalsprung das durch das Achsdifferenzmoment erzeugte Giermoment nicht aufrechterhalten werden kann. Aus Abbildung 6.15 ist zu erkennen, dass die Elektromotormomente der rechten Seite durch die obere Drehmomentgrenze von  $\bar{M}_{EM} = 650 \text{ Nm}$  beschränkt werden.

Eine Anhebung des maximal möglichen Drehmoments auf  $\bar{M}_{EM} = 1100 \text{ Nm}$  wird durch die OCA+-Variante dargestellt. In diesem Fall kann zusätzlich zum Achsdifferenzmoment das für die Beschleunigung notwendige Moment gestellt werden (siehe Abbildung 6.15) und die Steuertendenz des Fahrzeugs kann in Richtung neutral verändert werden. Aus den vorangegangenen Betrachtungen wird deutlich, dass bei der Parametrisierung der Reglereinstellungen die Systemgrenzen berücksichtigt werden müssen, um unerwünschte Effekte zu vermeiden.

## 6.2 Längsdynamikmanöver

Der Energieverbrauch eines Elektrofahrzeugs ist neben der Fahrweise des Fahrers und dem Streckenprofil abhängig von den Fahrzeugparametern wie Masse, Luft- und Rollwiderstand sowie von der Effizienz des Antriebsstrangs und der Energieaufnahme durch die Nebenaggregate. Der hier betrachtete Antriebsstrang des Elektrofahrzeugs besteht aus der Fahrbatterie und den Elektromotoren mit Trennkupplungen. Durch die Umverteilung der Radmomente kann die Gesamtverlustleistung des Antriebsstrangs beeinflusst werden. In der Simulation werden die Verlustleistungen der einzelnen Komponenten über Kennfelder in Abhängigkeit der Umgebungsbedingungen dargestellt. Die Verlustleistungskennfelder der Elektromotoren mit Umrichtern wurden, wie in Abschnitt 2.4 beschrieben, im betriebswarmen Zustand ermittelt.

Die zur Überwindung der Fahr- und Beschleunigungswiderstände benötigte Zugkraft, respektive das am Rad zu erzeugende Antriebsmoment, ergibt mit der Drehzahl den Lastpunkt des Elektromotors. Durch geeignete Verschiebung der Lastpunkte im Verlustleistungskennfeld der Komponenten und Berücksichtigung der Schlupfverluste können bei unterbestimmten Antriebsstrangkonfigurationen Verbrauchsvorteile erzielt werden. Diese Verbrauchsvorteile werden in den nächsten Abschnitten anhand normierter Fahrzyklen nachgewiesen.

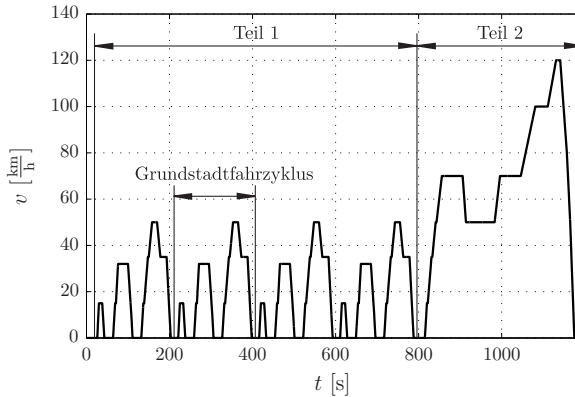
### 6.2.1 NEFZ

Der Neue Europäische Fahrzyklus (kurz: NEFZ) wird seit 1996 in der Europäischen Union zur Ermittlung des Kraftstoff- und Energieverbrauchs eingesetzt. Für Fahrzeuge mit konventionellem Antriebsstrang wird der Kraftstoffverbrauch und Schadstoffausstoß des Fahrzeugs durch einmaliges Durchfahren des Zyklus mit einem zuvor konditionierten Fahrzeug bestimmt.

Bei Elektrofahrzeugen wird der Zyklus so lange wiederholt, bis dem Geschwindigkeitsprofil aufgrund der abnehmenden Antriebsleistung nicht mehr gefolgt werden kann. Der zurückgelegte Weg entspricht der maximalen elektrischen Reichweite. Im Gegensatz zur Reichweite ergibt sich der Energieverbrauch aus dem zweimaligen Durchfahren des Zyklus und der Energieaufnahme durch das Nachladen. Auf diese Weise wird der Wirkungsgrad der Ladeeinrichtung mit erfasst.

## Zykluscharakterisierung

In Abbildung 6.16 ist das synthetische Geschwindigkeitsprofil des NEFZ-Zyklus über der Zeit dargestellt. Er lässt sich in zwei Teile gliedern, wobei im ersten Teil ein städtischer Grundzyklus (auch: ECE) mit 1,013 km Länge dreimal wiederholt wird und insgesamt 780 s benötigt. Den zweiten Teil (auch: EUDC) bildet ein außerstädtischer Zyklus mit höheren Geschwindigkeiten und Beschleunigungen. Die Strecke des zweiten Teils beträgt 6,955 km, wofür 400 s benötigt werden [ECE10].



**Abb. 6.16:** Geschwindigkeitsprofil des Neuen Europäischen Fahrzyklus (NEFZ) zur Ermittlung des Energieverbrauchs von Elektrofahrzeugen in Europa. [ECE10]

Der NEFZ-Zyklus lässt sich durch folgende Eigenschaften charakterisieren:

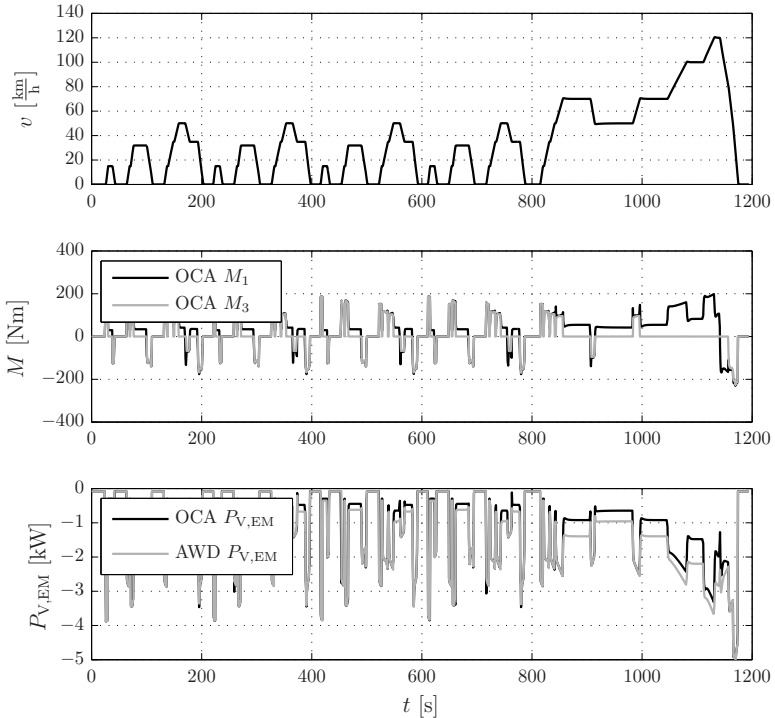
- Gesamtdauer: 1180 s
- Strecke: 11 km
- Mittlere Geschwindigkeit: 33,6 km/h
- Maximale Geschwindigkeit: 120 km/h
- Maximale Beschleunigung:  $1 \text{ m/s}^2$

In dieser Arbeit wird der Energieverbrauch  $\Delta E_{\text{Bat.ges}}$  bewertet, welcher vom Antriebsstrang benötigt wird, um dem Geschwindigkeitsprofil zu folgen. Dazu wird der Energieinhalt der Batterie vor und nach dem Zyklus bilanziert.



## Untersuchung in der Simulation

Im Folgenden wird der Energieverbrauch für die AWD- und OCA-Variante ermittelt. Da im NEFZ nur geradeaus gefahren wird, ergibt sich für die Optimierung nur ein Freiheitsgrad für die Umverteilung der Radmomente, ohne die vom Fahrer gewünschte Fahrdynamik zu beeinflussen.



**Abb. 6.17:** Verlauf der Radmomente  $M_1$  und  $M_3$  der OCA-Variante über der Zeit im NEFZ. Vergleich der Elektromotor-Verlustleistungen  $P_{V,EM}$  zwischen der AWD- und der OCA-Variante.

Die Radmomente können nur zwischen der Vorder- und Hinterachse des Fahrzeugs verteilt werden. Die Änderung der Radmomente pro Achse würde ein Giermoment hervorrufen, das entweder ein unerwünschtes Fahrverhalten erzeugt oder durch ein entgegengesetztes Giermoment an der anderen Achse kompensiert werden müsste, was wiederum zu erhöhtem Schlupf an den Rädern führt.

Durch die Optimierung werden die Verlustleistungen an Reifen und Elektromotor mit Umrichter reduziert. Im Lastkollektiv des NEFZ übersteigen die Elektromotorverluste deutlich die Schlupfverluste, weshalb im NEFZ die Umverteilung maßgeblich von den Elektromotorverlusten abhängt. In Abbildung 6.17 sind die Verläufe der gesamten Verlustleistungen für die vier Elektromotoren dargestellt. Der Vergleich zwischen AWD- und OCA-Variante zeigt deutlich, dass die Verlustleistungen insbesondere im außerstädtischen Zyklus stark reduziert werden konnten. Grund dafür ist, dass im Stadtzyklus die Momente hauptsächlich gleichverteilt werden. Im außerstädtischen Zyklus ergibt sich hingegen ein größerer Unterschied zwischen der AWD- und OCA-Variante, da hier die Verteilung auf eine Achse die verlustminimale Ansteuerungsvariante darstellt. Die Erklärung dafür wurde bereits in Abschnitt 3.1.4 gegeben. Die Verteilung auf die Vorderachse wird gewählt, da hier aufgrund der Achslastverteilung die höheren Radlasten und dadurch die geringeren Schlupfverluste herrschen. Der absolute Unterschied zwischen den betrachteten Reglervarianten ist in Tabelle 6.3 dargestellt. Es ergibt sich bei der OCA-Variante eine Energieersparnis  $\Delta E_{\text{Bat,ges}}$  von 2,48 % durch die verlustminimale Verteilung im Vergleich zu der AWD-Variante.

**Tab. 6.3:** Energieverbrauch für die betrachtete AWD- und OCA-Variante im NEFZ-Zyklus.

	$\Delta E_{\text{Bat,Teil1}}$ [kWh]	$\Delta E_{\text{Bat,Teil2}}$ [kWh]	$\Delta E_{\text{Bat,ges}}$ [kWh]
AWD	0,719	1,139	1,858
OCA	0,708	1,104	1,812
$\Delta$ in Prozent	-1,53%	-3,07%	-2,48%

## 6.2.2 US06

Der US06-Fahrzyklus wird in den USA zur Bestimmung der Abgasemissionen im Rahmen des *Supplemental Federal Test Procedure* (SFTP) eingesetzt. Er wurde entwickelt, um Fahrten bei höherer Geschwindigkeit, höheren Beschleunigungen und Geschwindigkeitsunterschieden im Vergleich zum FTP-Fahrzyklus darzustellen. In dieser Arbeit wird damit der Energieverbrauch bei sportlicher Fahrweise bewertet.

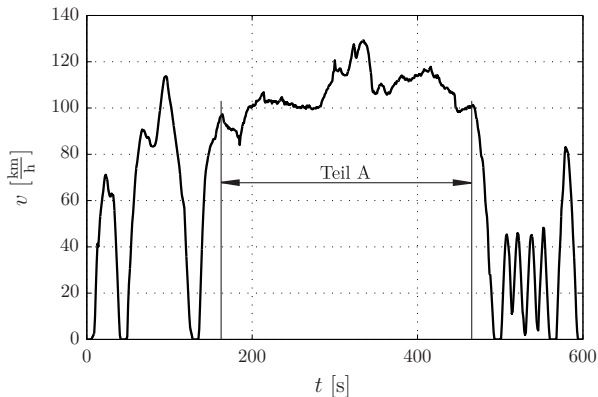


Abb. 6.18: Geschwindigkeitsprofil des US06-Fahrzyklus.

### Zykluscharakterisierung

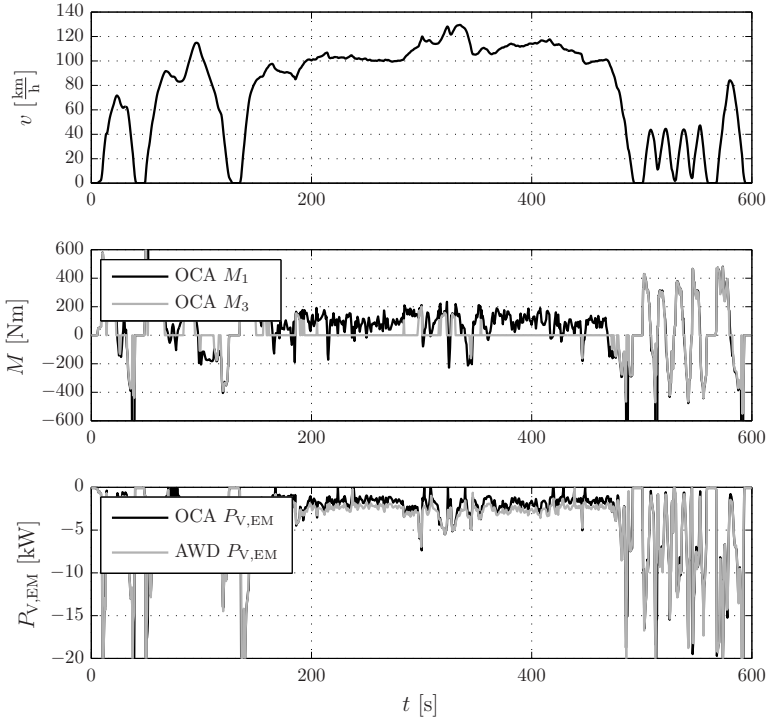
Abbildung 6.18 stellt den Geschwindigkeitsverlauf des Zyklus über der Zeit dar. Aus dem Zyklus können folgende Parameter gewonnen werden:

- Gesamtdauer: 596 s
- Strecke: 12,89 km
- Mittlere Geschwindigkeit: 77,9 km/h
- Maximale Geschwindigkeit: 129,3 km/h
- Maximale Beschleunigung:  $3,8 \text{ m/s}^2$

Für diese Arbeit erfolgt die Ermittlung der Reichweite, indem der durchschnittliche Energieverbrauch pro Zyklus ermittelt und dieser auf den nutzbaren Energieinhalt der Batterie bezogen wird.

## Untersuchung in der Simulation

Wie der NEFZ-Zyklus ist auch der US06-Zyklus ein reiner Längsdynamikzyklus. Daher ergibt sich auch bei diesem Zyklus nur ein Freiheitsgrad, der die Umverteilung zwischen Vorder- und Hinterachse erlaubt.



**Abb. 6.19:** Verlauf der Radmomente  $M_1$  und  $M_3$  der OCA-Variante über der Zeit im US06-Zyklus. Vergleich der Elektromotorverlustleistungen  $P_{V,EM}$  zwischen der AWD- und der OCA-Variante.

Im US06-Zyklus wird die Verteilung der Radmomente hauptsächlich in Abhängigkeit der Elektromotorverlustleistungen vorgenommen. In Abbildung 6.19 sind die Radmomente an Vorder- und Hinterachse dargestellt. Es zeigt sich deutlich, dass im Teillastbereich die Momente auf eine Achse verteilt werden. Durch die Optimierung wird die Vorderachse als die Achse mit der

geringeren Verlustleistung identifiziert, da hier die höheren Radlasten und damit die geringeren Schlupfverluste am Reifen herrschen. Werden hohe Momente gefordert, so wird das Gesamtantriebsmoment gleichverteilt. Aus der Betrachtung der Elektromotorverlustleistungen wird die Verlustleistungsreduzierung im Teillastbetrieb deutlich.

Die absoluten Energieverbrauchswerte sind in Tabelle 6.4 dargestellt. Für den Teil A des US06 ergibt sich eine Reduktion des Energiebedarfs von 3,59%, da hier bei der OCA-Variante hauptsächlich über die Vorderachse angetrieben wird und diese Verteilung im Teillastbetrieb effizienter als die Gleichverteilung ist. Bei Betrachtung der Energiebilanz über den ganzen Zyklus ergibt sich eine Verbrauchsreduzierung von 1,89% gegenüber der AWD-Variante.

**Tab. 6.4:** Energieverbrauch für die betrachtete AWD- und OCA-Variante im US06-Zyklus.

	$\Delta E_{\text{Bat, TeilA}}$ [kWh]	$\Delta E_{\text{Bat, ges}}$ [kWh]
AWD	1,868	2,808
OCA	1,801	2,755
$\Delta$ in Prozent	-3,59%	-1,89%

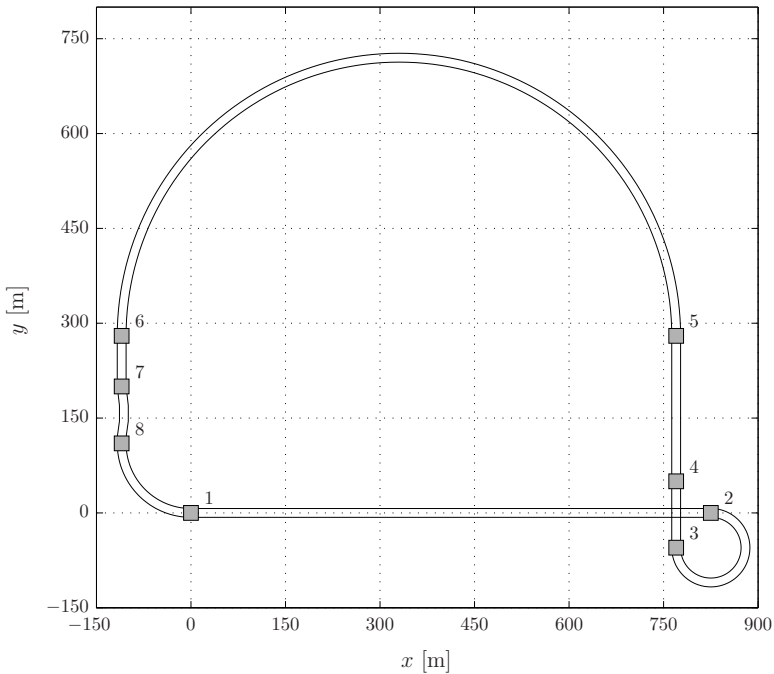
## 6.3 Rundkurs

Die bisherigen Bewertungen beschränkten sich entweder auf reine Quer- oder Längsdynamikmanöver. In den nachfolgenden Untersuchungen soll die energieoptimale Fahrdynamikregelung bei kombinierter Längs- und Querdynamik betrachtet werden. Hierzu wird ein Rundkurs definiert, der Links- und Rechtskurven unterschiedlicher Radien sowie Geraden enthält, auf denen mit konstanter Geschwindigkeit gefahren, beschleunigt oder verzögert werden soll.

### Durchführung

Zur Bewertung des Fahrverhaltens und des Energieverbrauchs bei kombinierter Längs- und Querdynamik wird das Fahrzeug entlang des Rundkur-

ses geführt. In Abbildung 6.20 ist die Trajektorie des Rundkurses dargestellt. Die Abweichung von der Solltrajektorie darf maximal 0,5 m betragen. In einer Offlineoptimierung wird der ideale Lenkradwinkel und die Fahrpedalstellung ermittelt, um dem Rundkurs mit den vorgegebenen Geschwindigkeiten und Kurvenradien zu folgen. Die Übergänge zwischen Kurven und Geraden werden mit empirisch ermittelten Lenkwinkelrampen gefahren. In Tabelle 6.5 ist für jeden Streckenabschnitt die Geschwindigkeitsvorgabe und der Kurvenradius sowie der Streckentyp angegeben. Jeder Streckenabschnitt repräsentiert eine bestimmte Realfahrersituation.



**Abb. 6.20:** Rundkurs zur Bewertung des Fahrverhaltens und des Energieverbrauchs bei kombinierter Längs- und Querdynamik.

**Tab. 6.5:** Beschreibung des Streckentyps, Angabe der Geschwindigkeitsvorgabe und Kurvenradius für die verschiedenen Streckenabschnitte des Rundkurses aus Abbildung 6.20.

Streckenabschnitt	Streckentyp (Kurvenradius)	Geschwindigkeitsvorgabe	Fahrsituation
1 → 2	Gerade	Beschleunigung auf $v_{\text{Rk},1} = 65$ km/h, dann Konstantfahrt	Maximale Beschleunigung aus dem Stand
2 → 3	Rechtskurve ( $R_{\text{Rk},2} = 55$ m)	Konstantfahrt $v_{\text{Rk},2} = 65$ km/h	Kurvenfahrt mit hoher Querbeschleunigung (vgl. Radius Autobahnauffahrt)
3 → 4	Gerade	Beschleunigung auf $v_{\text{Rk},3} = 100$ km/h	Maximale Beschleunigung (außerstädtisch)
4 → 5	Gerade	Konstantfahrt $v_{\text{Rk},4} = 100$ km/h	Überlandfahrt
5 → 6	Linkskurve ( $R_{\text{Rk},5} = 8 \cdot R_{\text{Rk},2}$ )	Konstantfahrt $v_{\text{Rk},5} = 100$ km/h	Langgezogene Kurve außerorts
6 → 7	Gerade	Verzögerung auf $v_{\text{Rk},6} = 50$ km/h	Abbremsen Ortseinfahrt
7 → 8	Doppelspurwechsel	Konstantfahrt $v_{\text{Rk},7} = 50$ km/h	Ausweichmanöver im Stadtverkehr
8 → 1	Linkskurve ( $R_{\text{Rk},8} = 2 \cdot R_{\text{Rk},2}$ )	Beschleunigung mit 60 % Fahrpedalstellung	Beschleunigte Kurvenfahrt

## Bewertungskriterien

Die Bewertung des Regelungsansatzes erfolgt getrennt für jeden Streckenabschnitt, indem das geregelte OCA-Fahrzeug dem unregulierten AWD-Fahrzeug gegenübergestellt wird. Im Streckenabschnitt  $1 \rightarrow 2$  wird das Beschleunigungsverhalten aus dem Stand und der Energieverbrauch bewertet.

Bei der schnell durchfahrenen Rechtskurve  $2 \rightarrow 3$  wird die Reduktion des Lenkradwinkelbedarfs durch die Umverteilung der Radmomente ermittelt. Je geringer der vom Fahrer aufzubringende Lenkradwinkel, desto agiler und direkter lässt sich das Fahrzeug führen.

Der Streckenabschnitt  $3 \rightarrow 4 \rightarrow 5$  stellt eine Volllast-Beschleunigung auf 100 km/h und anschließende Konstantfahrt dar. Bewertet wird hierbei der Energieverbrauch und das Beschleunigungsverhalten.

Der Streckenabschnitt  $5 \rightarrow 6$  simuliert eine langgezogene Linkskurve einer Überland- oder Autobahnfahrt. Für diesen Streckenabschnitt wird der Energieverbrauch und das Fahrverhalten bzw. der Lenkradwinkelbedarf bewertet.

Im Streckenabschnitt  $6 \rightarrow 7$  erfolgt ein Abbremsen auf 50 km/h. Dabei wird die anfallende Bremsenergie durch die Elektromotoren rekuperiert und die Verlustleistung bewertet.

Streckenabschnitt  $7 \rightarrow 8$  repräsentiert ein Ausweichmanöver im Innenstadtverkehr bei 50 km/h. Der Fahrer im geregelten OCA-Fahrzeug wird durch die aktive Umverteilung der Radmomente bei seiner Lenkarbeit unterstützt. Bewertet wird hierbei, wie beim Doppelspurwechsel mit 80 km/h, das zeitliche Integral über dem Betrag des Lenkradwinkels  $\int |\delta_H| dt$ .

Im Abschnitt  $8 \rightarrow 1$  wird eine beschleunigte Kurvenfahrt simuliert. Durch die Umverteilung der Momente muss der Fahrer weniger stark einlenken, um der Bahnkrümmung bei steigender Geschwindigkeit zu folgen. Das zeitliche Integral über dem Betrag des Lenkradwinkels  $\int |\delta_H| dt$  spiegelt den Lenkradwinkelaufwand über dem betrachteten Zeitbereich wider und wird zur Bewertung herangezogen.



## Untersuchung in der Simulation

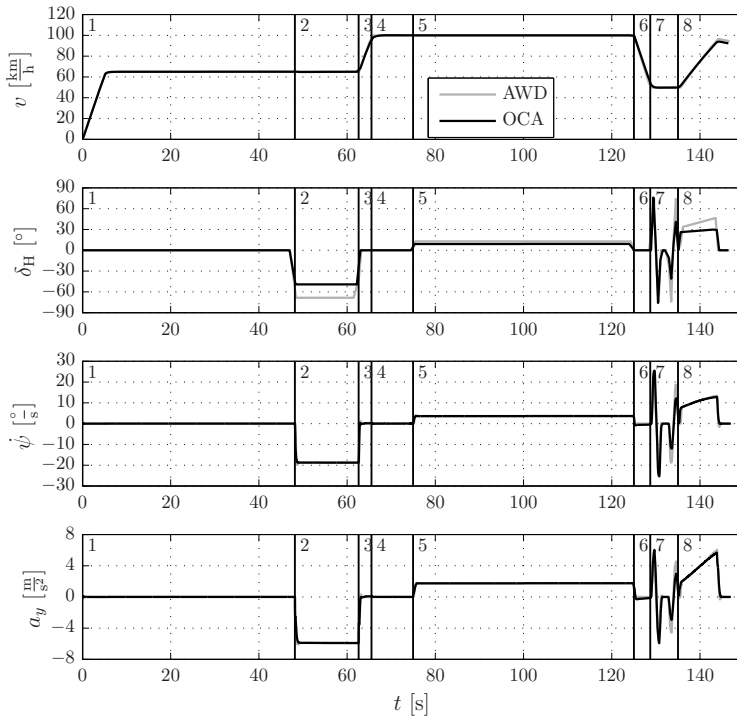
Die Simulationsergebnisse zeigen, dass mit beiden Regelungsvarianten OCA und AWD dem geforderten Geschwindigkeits- und Kursprofil gefolgt werden kann.

Im Streckenabschnitt  $1 \rightarrow 2$  beschleunigt das Fahrzeug mit maximalem Antriebsmoment auf die geforderte Zielgeschwindigkeit von  $v_2 = 65 \text{ km/h}$ . Während des Beschleunigungsvorgangs unterscheiden sich die Radmomente beider Reglervarianten nicht. Die Momentenaufteilung ergibt sich aus den jeweils maximal verfügbaren Elektromotormomenten. Nachdem die Zielgeschwindigkeit erreicht wurde, wird das Antriebsmoment auf das zur Überwindung der Fahrwiderstände nötige Minimum reduziert. Die Dynamik der Momentenverteilung wird in diesem Fall durch die in den Modellparametern hinterlegten Momentengradienten begrenzt. Im Unterschied zur AWD-Variante werden bei der OCA-Variante die Momente nicht gleich verteilt, sondern nur an der Vorderachse Radmomente gestellt. Durch diese Verteilung ergibt sich im Bereich der Konstantfahrt eine Energieersparnis von  $\Delta E_{\text{Bat}} = 5,1 \%$ .

Bei der Rechtskurve von  $2 \rightarrow 3$  erreicht das Fahrzeug eine Querbeschleunigung von  $a_y = 5,9 \text{ m/s}^2$ . Aus Abbildung 6.21 ist zu erkennen, dass bei der Reglervariante OCA durch die Umverteilung der Radmomente weniger Lenkradwinkel benötigt wird, um das Fahrzeug auf der gleichen Kreisbahn zu führen. Der Lenkradwinkel kann um  $\Delta \delta_{\text{H},2 \rightarrow 3} = 28,2 \%$  reduziert werden. In Abbildung 6.22 sind die Radmomente über der Zeit dargestellt. Für diesen Streckenabschnitt ist zu erkennen, dass bei dieser Kurvenfahrt die Differenzmomente sowohl an Vorder- als auch an Hinterachse gestellt werden, um die fahrdynamischen Vorgaben durch das Referenzmodell zu erreichen. Im eingeschwungenen Zustand ergibt sich über diesen kurzen Streckenabschnitt ein Energieverbrauchsachteil von  $\Delta E_{\text{Bat}} = -69 \%$ .

Im Anschluss wird in Streckenabschnitt  $3 \rightarrow 4$  mit Volllast auf die Zielgeschwindigkeit von  $v_4 = 100 \text{ km/h}$  beschleunigt. Die AWD-Variante stellt das volle Radmoment an allen vier Elektromotoren. Bei der OCA-Variante ist in den Verläufen der Radmomente aus Abbildung 6.22 zu erkennen, dass nach kurzer Zeit das Moment der Motoren 1,2 und 4 geringfügig reduziert wird. Diese Reduktion erklärt sich durch die maximale Zeitdauer, mit der das maximale Elektromotormoment gestellt werden kann. Bei Motor 1 muss das maximale Moment reduziert werden, da durch das Differenz-

moment, das im Streckenabschnitt 2 → 3 gestellt wurde, die Grenze der thermischen Belastbarkeit früher erreicht wurde. Um keine unerwünschten Giermomente bei der Beschleunigungsphase zu erzeugen, werden die Momente an den Motoren 2 und 4 ebenfalls durch die Optimierung reduziert. Ein Vergleich des Energieverbrauchs ist in diesem Streckenabschnitt nicht sinnvoll, da die Beschleunigungsenergie aufgrund der unterschiedlichen Geschwindigkeitsprofile beider Varianten nicht vergleichbar ist.



**Abb. 6.21:** Lenkradwinkel und Bewegungsgrößen beim Durchfahren des Rundkurses mit der OCA- und AWD-Variante. Die Streckenabschnitte werden durch vertikale Trennstriche markiert.

Für die Konstantfahrt  $4 \rightarrow 5$  ergibt sich für die OCA-Variante durch die energieoptimale Umverteilung der Radmomente auf die Vorderachse eine Verbrauchsreduktion von  $\Delta E_{\text{Bat}} = 6,2 \%$  über den Streckenabschnitt mit gleicher Geschwindigkeit.

Im Streckenabschnitt  $5 \rightarrow 6$  wird mit einer Geschwindigkeit von  $v_5 = 100$  km/h eine langgezogene Kurve mit einer Querschleunigung von  $a_y = 1,7$  m/s<sup>2</sup> gefahren. Im Vergleich zur Variante AWD werden die Antriebsmomente asymmetrisch an der Vorderachse gestellt. In dieser Fahrsituation erfolgt die Generierung des zusätzlichen Giermoments über die Vorderachse. Trotz der energetisch optimalen Verteilung entsteht ein Energienachteil von  $\Delta E_{\text{Bat},5 \rightarrow 6} = -2,8 \%$ . Das Differenzmoment an der Vorderachse ermöglicht eine Reduktion des Lenkradwinkels um  $\Delta \delta_{\text{H},5 \rightarrow 6} = 29,0 \%$ .

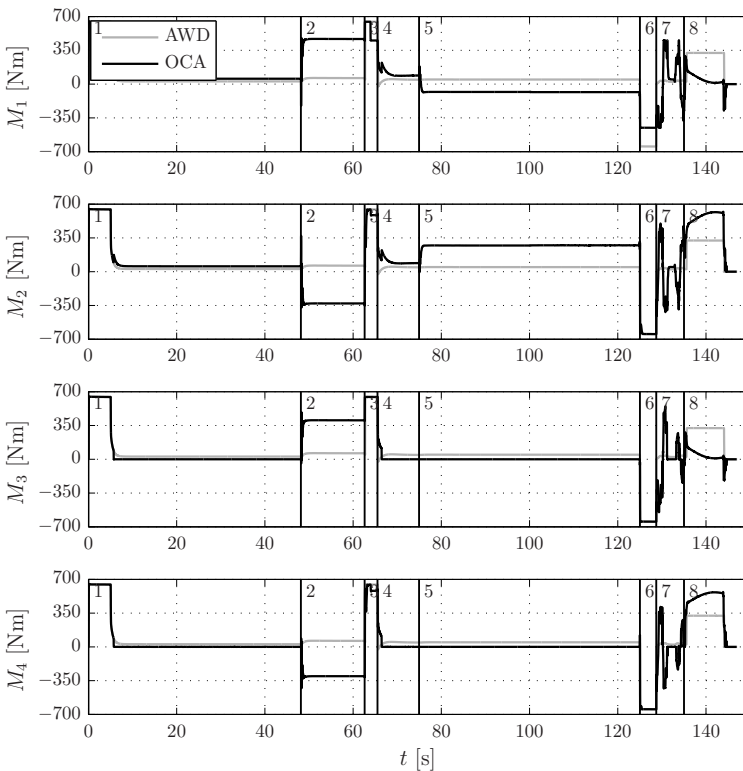
In der Bremsphase  $6 \rightarrow 7$  wird mit einer Verzögerung von  $a_x = -3,5$  m/s<sup>2</sup> verzögert. In der AWD-Variante werden dazu an allen 4 Elektromotoren die minimal möglichen Radmomente gestellt. Bei der OCA-Variante zeigt sich, dass die notwendige Zeit zur Abkühlung von Motor 1 noch nicht verstrichen ist und daher das minimal mögliche Moment nicht abgerufen werden kann. Die Verzögerung gelingt in diesem Fall nur durch die Unterstützung der hydraulischen Bremse.

Beim Doppelspurwechsel  $7 \rightarrow 8$  mit  $v_7 = 50$  km/h wird an Vorder- und Hinterachse ein Differenzmoment gestellt, um den Lenkradwinkelbedarf zu reduzieren. Im gesamten Streckenabschnitt ergibt sich eine prozentuale Reduktion des Zeitintegrals über den Betrag des Lenkradwinkels von  $\Delta \int |\delta_{\text{H}}| dt = 21,0 \%$ . Die Steigerung der Agilität führt zu einem Energieverbrauchsachteil von  $\Delta E_{\text{Bat}} = -33 \%$ .

Bei Betrachtung des Lenkradwinkelverlaufs des Streckenabschnitts  $8 \rightarrow 1$  zeigt sich deutlich, dass der Fahrer des geregelten Fahrzeugs wesentlich weniger Lenkwinkel durch die steigende Geschwindigkeit stellen muss. Der Unterschied des Zeitintegrals über dem Betrag des Lenkradwinkels beträgt  $\Delta \int |\delta_{\text{H}}| dt = 29,2 \%$ . Der Energieverbrauch verschlechtert sich hingegen nur um  $\Delta E_{\text{Bat}} = -0,8 \%$ .

Betrachtet man den Energieverbrauch über den gesamten Zyklus, so ergibt sich ein Nachteil für die OCA-Variante von  $E_{\text{Bat}} = -5,1 \%$ . Hierbei muss jedoch berücksichtigt werden, dass der Energieverbrauch entschei-

dend von dem Fahrprofil und den Reglerparametern abhängt. Der vorgestellte Rundkurs besteht aus einem stark überhöhten Anteil an Kurvenfahrten, verglichen mit den Fahrzeugquerbeschleunigungsanteilen bei Normalfahrt. [HE07] nennt Querbeschleunigungswerte von maximal  $a_y = 3 \dots 4 \text{ m/s}^2$  für einen Normalfahrer. Nach [Pfe11] wird eine relative Häufigkeit von  $< 5 \%$  für Fahrzeugquerbeschleunigungen  $|a_y| > 1,5 \text{ m/s}^2$  genannt. Die relative Häufigkeit von Fahrzeugquerbeschleunigungen  $|a_y| > 1,5 \text{ m/s}^2$  liegt beim betrachteten Rundkurs bei  $> 50 \%$ .



**Abb. 6.22:** Radmomente  $M_i$  über der Zeit. Die Streckenabschnitte werden durch vertikale Trennstriche markiert.

## 6.4 Zusammenfassung der Simulationsergebnisse

Anhand des simulativen Vergleichs zwischen dem AWD-Fahrzeug mit konstant verteilten Radmomenten und dem optimal geregelten OCA-Fahrzeug konnten die Potenziale durch die Optimal Control Allocation deutlich gemacht werden. Es wurde gezeigt, dass durch eine optimierte Regelung der Radmomente die Agilität, der Fahrkomfort und die Fahrsicherheit gesteigert werden konnten. Insbesondere bei reiner Längsdynamik konnte der Energieverbrauch durch eine verlustminimale Verteilung der Antriebsmomente reduziert werden.

Mit dem vorgestellten Antriebsstrangkonzept können die einzelnen Radmomente unabhängig voneinander innerhalb der jeweiligen Systemgrenzen gewählt werden. Die Untersuchungen zum querdynamischen Verhalten zeigten, dass durch die gewählten Reglereinstellungen der Lenkaufwand im Geschwindigkeitsbereich bis ca. 130 km/h reduziert werden konnte. Die Steuertendenz des Fahrzeugs wird auf diese Weise von untersteuernd in Richtung neutralsteuernd verschoben, was sich für den Fahrer in einem agileren und direkteren Fahrverhalten äußert. Auch beim instationären Verhalten lässt sich durch die Reduktion der Response- und Peak-Response-Time das Ansprechverhalten durch die optimale Umverteilung der Radmomente verbessern. Alle Untersuchungen zum Fahrverhalten wurden anhand objektiver Kenngrößen bewertet. Eine endgültige Festlegung der Reglereinstellungen lässt sich erst durch den praktischen Fahrversuch und den subjektiven Fahreindruck treffen. Es zeigt sich auch, dass durch die elektromotorischen Eigenschaften wie beispielsweise die begrenzte Zeitdauer des Maximalmoments Einschränkungen in Kauf genommen werden müssen, die erst in praktischen Untersuchungen abschließend bewertet werden können.

Wird die reine Längsdynamik betrachtet, so ergibt sich in Abhängigkeit der Drehzahl und der vom Fahrer geforderten Last eine energieoptimale Verteilung der Radmomente. In dieser Arbeit wird ein Elektrofahrzeug mit vier gleichen radindividuellen Elektromotoren mit identischen Übersetzungen sowie mit einem verlustleistungsfreien Leerlauf betrachtet. Die Analyse der Radmomentenverteilung zeigt, dass bei einer gewissen Drehzahl eine Umschaltung von Einachs-Fahrbetrieb auf Allradbetrieb mit gleichmäßiger Verteilung in Abhängigkeit des geforderten Moments verlustminimal ist. Das Potenzial zur Energieeinsparung wird noch größer, wenn ein Fahr-

zeug mit unterschiedlichen Motoren ausgestattet ist. Die verlustminimale Antriebsmomentenverteilung wird dann im Optimierungsschritt zu jedem Zeitpunkt neu ermittelt und ergibt sich aus den hinterlegten Kennfeldern der gewählten Elektromotoren.

## Zusammenfassung und Ausblick

*Zum Abschluss der Arbeit werden in diesem Kapitel die Ergebnisse zusammengefasst und der neue wissenschaftliche Beitrag herausgestellt. Ein Ausblick gibt Hinweise darauf, welche Themen in dieser Arbeit nicht behandelt wurden, und stellt Anknüpfungspunkte für weitere Arbeiten dar.*

### 7.1 Zusammenfassung und abschließende Betrachtungen

In dieser Arbeit wurde eine zentrale Fahrregelung entwickelt, die die fahrdynamischen Potenziale von Elektrofahrzeugen mit mehreren Traktionsantrieben ausschöpft sowie die verbleibenden Freiheitsgrade für eine verlustminimale Verteilung der Radmomente nutzt. Dieses Konzept kann zur simulativen Bewertung unterschiedlicher elektrischer Antriebsstrang- und Fahrzeugkonzepte hinsichtlich Fahrdynamik und Energieverbrauch herangezogen werden wie auch als Basis für eine Fahrzeugregelung dienen.

Zur Bewertung des Regelungskonzepts und Darstellung der Optimierungspotenziale hinsichtlich der fahrdynamischen und energetischen Eigenschaften wurde ein modulares Gesamtfahrzeugmodell eines Elektrofahrzeugs erstellt. Die Modellierungstiefe wurde dabei so gewählt, dass die zu untersuchenden Effekte in ausreichender Genauigkeit simuliert werden können. Das Simulationsmodell wurde anhand realer Fahrdynamikmessdaten validiert.

Eine Analyse des Systems offenbarte die Freiheitsgrade bei der Verteilung der Radmomente. Es konnte gezeigt werden, dass derselbe fahrdynamische

Sollzustand durch verschiedene Kombinationen an Radmomenten erreicht werden kann. Diese Freiheitsgrade motivieren den Einsatz einer Regelung mit online durchgeführter Optimierung, um das volle Systempotenzial zu erschließen. In dieser Arbeit wurde das für überaktuierte Systeme geeignete Regelungsverfahren der Optimal Control Allocation gewählt. Dieses Verfahren wird bereits erfolgreich in der Wissenschaft und Forschung eingesetzt, um komplexe nichtlineare Systeme zu regeln, indem die Regelungsaufgabe von der Zuordnung der Stellgrößen getrennt wird. Die Zuordnung der Stellgrößen erfolgt hierbei durch eine online durchgeführte Optimierung, die das fahrdynamische und energetische Optimum zu jedem Zeitschritt neu ermittelt. Dabei wird das fahrdynamische Optimum durch ein geeignetes parametrisiertes Referenzmodell vorgegeben. Die verbleibenden Freiheitsgrade werden für eine energieminimale Verteilung der Radmomente genutzt.

Eine Bewertung erfolgte abschließend anhand definierter Fahrmanöver und Fahrzyklen. Die Simulationsergebnisse des optimal geregelten Fahrzeugs wurden mit einem einfachen Regelungsansatz verglichen und die Vor- bzw. Nachteile diskutiert. Die querdynamischen Untersuchungen zeigen, dass für den Fahrer insbesondere der Lenkaufwand reduziert werden kann und dadurch in gewissen Geschwindigkeitsbereichen ein agileres bzw. komfortableres Fahrverhalten entsteht. Bei reiner Längsdynamik und geringen querdynamischen Anforderungen bestehen insbesondere Freiheitsgrade für die verlustminimale Verteilung der Radmomente. Die Verbrauchsreduktion wurde in klassischen Fahrzyklen wie dem NEFZ und SFTP bewertet. Der Verbrauchsvorteil ist abhängig von den eingesetzten Komponenten wie Elektromotoren, Getriebe und Kupplungen.

## 7.2 Wissenschaftlicher Beitrag

Das Konzept der Optimal Control Allocation wurde bereits in der Flugregelung erfolgreich eingesetzt und auf Anwendungen im Kraftfahrzeugbereich übertragen. Die Umfänge und die Anzahl der zu beeinflussenden Variablen sowie Ansätze zur numerischen Optimierung wurden dabei in den Arbeiten von [ALF04], [Ore05], [BA06], [LF08], [Kno08] und [KPK10] stetig weiterentwickelt.



In dieser Arbeit wurde die Optimal Control Allocation neben dem Ziel der Fahrdynamiksteigerung zur Reduktion des Gesamtenergieverbrauchs eingesetzt. Die Simulationsergebnisse zeigen, dass insbesondere bei Geradeausfahrt eine Reduktion des Energieverbrauchs erreicht werden kann. Im Gegensatz zu [CW10] erfolgt die Optimierung auf Basis von Verlustleistungskennfeldern, welche eine höhere Genauigkeit als approximierete Polynome aufweisen.

Die kombinierte Kraftschlussbeanspruchung der Reifen wird in dieser Arbeit durch einen kennlinienbasierten Ansatz berücksichtigt. Dieser ist in der Lage, einerseits das anisotrope Reifenverhalten abzubilden und andererseits durch die Nutzung von einfachen mathematischen Zusammenhängen aufwendige Berechnungsarbeit zu reduzieren.

Aufgrund des nichtkonvexen Optimierungsproblems wurde die Optimierung um Strategien zur Findung des globalen Optimums erweitert, um ineffiziente oder fahrdynamisch unzulässige Systemzustände zu vermeiden.

Die Fahrdynamikregelung wurde in dieser Arbeit mit einem nichtlinearen Mehrgrößenregler durch Ein-/Ausgangslinearisierung realisiert. Im Vergleich zu dem in [Ore05] und [Kno08] eingesetzten Verfahren sind keine Ableitungen der Zustandsgrößen nötig, was für eine Verwendung im realen Fahrzeug bezüglich der mit Messrauschen behafteten Signale von Vorteil ist. Zudem kann das dynamische Verhalten des exakt linearisierten Systems mit den Methoden der linearen Regelungstechnik bestimmt werden.

Die Reduktion der Verlustleistung wurde in dieser Arbeit anhand eines Elektrofahrzeugs mit vier identischen Elektromotoren mit Trennkupplungen dargestellt. Dieser Antriebsstrang bietet aufgrund der gleichen Motoren das geringste Potenzial zur Minimierung der Verlustleistung. Werden Antriebsstrangkonzepte mit unterschiedlichen Motoren an Vorder- und Hinterachse betrachtet, so kann das Potenzial zur Reduktion der Verlustleistungen je nach gewählten Motorvarianten weiter gesteigert werden.

## 7.3 Ausblick

Die Funktionstüchtigkeit des vorgestellten Verfahrens zur Regelung von Elektrofahrzeugen mit radindividuellen Antrieben wurde in dieser Arbeit simulativ anhand geeigneter Fahrmanöver nachgewiesen. Für eine gewählte

Antriebsstrangkonfiguration lässt sich auf diese Weise das theoretische Potenzial zur Fahrdynamiksteigerung und Minimierung des Energiebedarfs in der Simulation ermitteln. Die Ergebnisse und getroffenen Annahmen motivieren Fragestellungen und Ansatzpunkte für weitere Arbeiten.

Eine naheliegende Fragestellung könnte die technische Realisierung des Regelungsansatzes in einem realen Fahrzeug sein. Der modulare Aufbau der Optimal Control Allocation und die gewählten Schnittstellen des Regelungsansatzes ermöglichen eine funktionale Integration in heutige Antriebs- und Fahrdynamikregelungsstrukturen. Um die Funktionstüchtigkeit des Ansatzes sicherzustellen, sind jedoch die real verfügbaren Signale und deren Qualität sowie die Sensitivität auf das Regelverhalten zu prüfen. Einige nicht messbare Größen wie beispielsweise der Schwimmwinkel werden bereits heute über geeignete Beobachterstrukturen ermittelt. Zusätzlich sind die in der Realität auftretenden Totzeiten, zum Beispiel aus der Kommunikation über das Fahrzeug-Signalbussystem, zu berücksichtigen. In der einschlägigen Theorie zur Behandlung von Totzeiten in Regelungen sind bereits leistungsfähige Ansätze verfügbar. Eine große Herausforderung stellt die echtzeitfähige Lösung des Optimierungsproblems auf Steuergeräten dar. Neben einer geeigneten Formulierung des Optimierungsproblems oder Approximation durch eine lineare Formulierung muss das Lösungsverfahren selbst gezielt ausgewählt werden, um die Lösung in Echtzeit zur Verfügung zu stellen.

Der vorgestellte Ansatz berücksichtigt für die Minimierung der Verlustleistungen den nächsten Rechenschritt. Eine mögliche Erweiterung des Ansatzes wäre die Betrachtung des zukünftigen Streckenverlaufs mit Hilfe von Streckendaten. Das statische Optimierungsproblem könnte so in ein dynamisches Optimierungsproblem (vgl. [Rad13]) überführt werden.

Die Übertragung des Ansatzes auf andere nicht rein-elektrische Antriebsstrangkonfigurationen stellt einen weiteren Ansatzpunkt dar. Die hier vorgestellte Berücksichtigung der Komponentenverlustleistungen ist auf andere Antriebsstrangkonzeppte übertragbar. Ferner ist durch die zunehmende Elektrifizierung die Integration weiterer elektromechanischer Stellglieder in das Fahrwerk oder in den Antrieb zu erwarten.

## Wichtige Differentialoperationen

### A.1 Skalar- und Vektorfelder

Ein Skalarfeld ordnet jedem Punkt mit dem Ortsvektor  $\mathbf{x}$  eine reelle Zahl (Skalar) zu und kann durch die skalare Funktion  $h: \mathbb{R}^n \rightarrow \mathbb{R}$

$$h(\mathbf{x}) = h(x_1, x_2, \dots, x_n) \quad (\text{A.1})$$

beschrieben werden [BSMM08]. Wird jedem Punkt mit dem Ortsvektor  $\mathbf{x}$  ein Vektor zugeordnet, so schreibt man

$$\mathbf{f}(\mathbf{x}) = \begin{bmatrix} f_1(x_1, x_2, \dots, x_n) \\ f_2(x_1, x_2, \dots, x_n) \\ \vdots \\ f_n(x_1, x_2, \dots, x_n) \end{bmatrix} \quad (\text{A.2})$$

und bezeichnet die Vektorfunktion  $\mathbf{f}(\mathbf{x})$  als Vektorfeld. [BSMM08] [Isi95]

### A.2 Gradient eines Skalarfeldes

Der Gradient eines Skalarfeldes  $h: \mathbb{R}^n \rightarrow \mathbb{R}$  ist durch den Zeilenvektor

$$\text{grad}h(\mathbf{x}) = \nabla h(\mathbf{x}) = \frac{\partial h(\mathbf{x})}{\partial \mathbf{x}} = \left[ \frac{\partial h(\mathbf{x})}{\partial x_1}, \frac{\partial h(\mathbf{x})}{\partial x_2}, \dots, \frac{\partial h(\mathbf{x})}{\partial x_n} \right] \quad (\text{A.3})$$

definiert. Geometrisch betrachtet stellt der Gradient ein Vektor am Punkt  $\mathbf{x}$  des Skalarfeldes dar, der senkrecht auf der jeweiligen Nivaulinie bzw. Niveaufläche steht und in Richtung des maximalen Anstiegs zeigt. [BSMM08]

### A.3 Jacobi-Matrix eines Vektorfeldes

Die Jacobi-Matrix von  $\mathbf{f}(\mathbf{x})$  nach  $\mathbf{x}$  ist durch die  $m \times n$ -Matrix

$$\frac{\partial \mathbf{f}(\mathbf{x})}{\partial \mathbf{x}} = \begin{bmatrix} \frac{\partial f_1(\mathbf{x})}{\partial x_1} & \frac{\partial f_1(\mathbf{x})}{\partial x_2} & \dots & \frac{\partial f_1(\mathbf{x})}{\partial x_n} \\ \frac{\partial f_2(\mathbf{x})}{\partial x_1} & \frac{\partial f_2(\mathbf{x})}{\partial x_2} & \dots & \frac{\partial f_2(\mathbf{x})}{\partial x_n} \\ \vdots & \vdots & \vdots & \vdots \\ \frac{\partial f_m(\mathbf{x})}{\partial x_1} & \frac{\partial f_m(\mathbf{x})}{\partial x_2} & \dots & \frac{\partial f_m(\mathbf{x})}{\partial x_n} \end{bmatrix} \quad (\text{A.4})$$

definiert [BSMM08].

### A.4 Lie-Ableitung einer skalaren Funktion

Die Lie-Ableitung einer skalaren Funktion  $h(\mathbf{x})$  nach  $\mathbf{f}(\mathbf{x})$  ergibt sich aus dem Produkt des Gradienten der skalaren Funktion und dem Vektorfeld  $\mathbf{f}(\mathbf{x})$  [Deu12] [Ada09]:

$$L_{\mathbf{f}}h(\mathbf{x}) = \frac{\partial h(\mathbf{x})}{\partial \mathbf{x}} \mathbf{f}(\mathbf{x}) \quad (\text{A.5})$$

Die Lie-Ableitung mit Ordnung  $k$  lässt sich rekursiv über

$$L_{\mathbf{f}}^k h(\mathbf{x}) = \frac{\partial L_{\mathbf{f}}^{k-1} h(\mathbf{x})}{\partial \mathbf{x}} \mathbf{f}(\mathbf{x}) \quad k = 1, 2, \dots \quad (\text{A.6})$$

berechnen, wobei

$$L_{\mathbf{f}}^0 h(\mathbf{x}) = h(\mathbf{x}) \quad (\text{A.7})$$

gilt. Die *gemischte* Lie-Ableitung von  $h(\mathbf{x})$  nach  $\mathbf{f}(\mathbf{x})$  und  $\mathbf{g}(\mathbf{x})$  ist definiert als:

$$L_{\mathbf{g}}L_{\mathbf{f}}^k h(\mathbf{x}) = \frac{\partial L_{\mathbf{f}}^k h(\mathbf{x})}{\partial \mathbf{x}} \mathbf{g}(\mathbf{x}) \quad k = 1, 2, \dots \quad (\text{A.8})$$



# Mathematische Ersatzmodelle der Fahrdynamik

## B.1 Lineares Einspurmodell

Das lineare Einspurmodell basiert auf den Untersuchungen von Rieker und Schunk [RS40] und erlaubt Aussagen über grundsätzliche fahrdynamische Zusammenhänge bis zu Querschleunigungen von  $a_y \leq 0,4 \text{ g}$  auf trockener Straße und  $a_y \leq 0,05 \text{ g}$  auf nassem Eis [Ise06]. Es beinhaltet einige Vereinfachungen und erlaubt so die schnelle Erfassung und Analyse des Fahrverhaltens sowie die einfache Umsetzung in einem Simulationsprogramm.

Beim linearen Einspurmodell wird die Lage des Fahrzeugschwerpunkts auf Höhe der Fahrbahn unterstellt. Auf diese Weise entstehen keine Radlastunterschiede bei Kurvenfahrt zwischen innerem und äußerem Rad. Zudem sollen keine Wankbewegungen des Fahrzeugs auftreten. Die Räder können so pro Achse zu einem Rad zusammengefasst werden, weshalb in der englischsprachigen Literatur auch der Begriff *bicycle model* verwendet wird. Die Längsgeschwindigkeit  $v$  mit

$$v = \sqrt{v_{V,x}^2 + v_{V,y}^2} \quad (\text{B.1})$$

wird nicht als Systemzustand, sondern als Modellparameter betrachtet, wodurch das Fahrzeugmodell auf zwei Bewegungsgrößen, den Schwimmwinkel  $\beta$  und die Giergeschwindigkeit  $\dot{\psi}$ , reduziert wird.

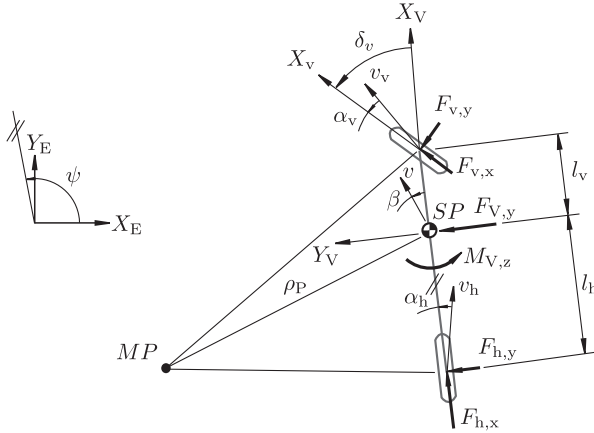


Abb. B.1: Darstellung der horizontalen Reifen- und Schwerpunktskräfte sowie der Bewegungsgrößen anhand des linearen Einspurmodells bei stationärer Kreisfahrt (vgl. [MW14]).

Für die Annahme kleiner Lenk- und Schwimmwinkel, können die trigonometrischen Funktionen linearisiert werden.

$$\begin{aligned} \sin(\delta) &\approx \delta & \sin(\beta) &\approx \beta \\ \cos(\delta) &\approx 1 & \cos(\beta) &\approx 1 \end{aligned} \quad (\text{B.2})$$

Damit ergibt sich für die Schräglaufwinkel [MW14]:

$$\begin{aligned} \alpha_v &= \delta_v - \beta - \frac{l_v \dot{\psi}}{v} \\ \alpha_h &= -\beta + \frac{l_h \dot{\psi}}{v} \end{aligned} \quad (\text{B.3})$$

Das Produkt aus der linearen Seitensteifigkeit  $c_{\alpha,i}$  des Reifens mit dem Reifenschräglaufwinkel  $\alpha_i$  ergibt die Reifenseitenkräfte  $F_{i,y}$ .

$$\begin{aligned} F_{v,y} &= c_{\alpha,v} \cdot \alpha_v \\ F_{h,y} &= c_{\alpha,h} \cdot \alpha_h \end{aligned} \quad (\text{B.4})$$

Die Querbeschleunigung  $a_y$  lässt sich für kleine Schwimmwinkel durch den Ausdruck

$$a_y = v \cdot (\dot{\beta} + \dot{\psi}) \quad (\text{B.5})$$

annähern. Die Bewegungsgleichungen ergeben sich aus dem Kräftegleichgewicht in  $Y_V$ -Richtung und durch das Momentengleichgewicht um die  $Z_V$ -Achse mit linearisierten trigonometrischen Funktionen zu:

$$\begin{aligned} mv(\dot{\beta} + \dot{\psi}) &= F_{v,x}\delta_v + F_{v,y} + F_{h,y} \\ J_{zz}\ddot{\psi} &= (F_{v,x}\delta_v + F_{v,y})l_v - F_{h,y}l_h \end{aligned} \quad (\text{B.6})$$

Um die Bewegungsgleichungen in eine lineare Zustandsraumdarstellung zu überführen, wird das Produkt aus Längskraft und Lenkwinkel  $F_{v,x}\delta_v$  aufgrund geringer Lenkwinkel  $\delta_v$  vernachlässigt [Ise06]. Werden die Beziehungen (B.3) und (B.4) in (B.6) eingesetzt und die Terme sortiert, erhält man folgende Differentialgleichungen:

$$\dot{\beta} = \left( -\frac{c_{\alpha,v} + c_{\alpha,h}}{mv} \right) \beta + \left( \frac{c_{\alpha,h}l_h - c_{\alpha,v}l_v}{mv^2} - 1 \right) \dot{\psi} + \left( \frac{c_{\alpha,v}}{mv} \right) \delta_v \quad (\text{B.7})$$

$$\ddot{\psi} = \left( \frac{c_{\alpha,h}l_h - c_{\alpha,v}l_v}{J_{zz}} \right) \beta + \left( \frac{-c_{\alpha,h}l_h^2 - c_{\alpha,v}l_v^2}{J_{zz}v} \right) \dot{\psi} + \left( \frac{c_{\alpha,v}l_v}{J_{zz}} \right) \delta_v \quad (\text{B.8})$$

Das Differentialgleichungssystem kann nun unter Berücksichtigung von  $\delta_H = \delta_v \cdot i_L$  in die Zustandsraumdarstellung überführt werden (vgl. [SHB10]):

$$\begin{bmatrix} \dot{\beta} \\ \ddot{\psi} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -\frac{c_{\alpha,v} + c_{\alpha,h}}{mv} & \frac{c_{\alpha,h}l_h - c_{\alpha,v}l_v}{mv^2} - 1 \\ \frac{c_{\alpha,h}l_h - c_{\alpha,v}l_v}{J_{zz}} & \frac{-c_{\alpha,h}l_h^2 - c_{\alpha,v}l_v^2}{J_{zz}v} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \beta \\ \dot{\psi} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \frac{c_{\alpha,v}}{mv} i_L \\ \frac{c_{\alpha,v}l_v}{J_{zz}} i_L \end{bmatrix} \cdot \delta_H \quad (\text{B.9})$$

Anhand des linearen Einspurmodells werden in dieser Arbeit wichtige Kenngrößen zur Beschreibung der Fahrdynamik abgeleitet und es wird als Referenzmodell zur Generierung der Sollgrößen für die Fahrdynamikregelung eingesetzt.

## B.2 Nichtlineares ebenes Zweispurmodell

Zur Beschreibung der Auswirkungen einer radindividuellen Momentenverteilung auf die Fahrdynamik wird ein nichtlineares ebenes Zweispurmodell eingeführt. Im Gegensatz zum Einspurmodell werden alle vier Räder mit ihren Längs- und Querkräften sowie deren Auswirkung auf die ebene Fahrzeugbewegung betrachtet (siehe Abbildung B.2). Dabei kann sich das Fahrzeug entlang seiner drei Freiheitsgrade mit der Geschwindigkeit  $v$  und dem Schwimmwinkel  $\beta$  in der  $X_E$ - $Y_E$ -Ebene bewegen und der Gierrate  $\dot{\psi}$  um die Fahrzeughochachse  $Z_V$  drehen.

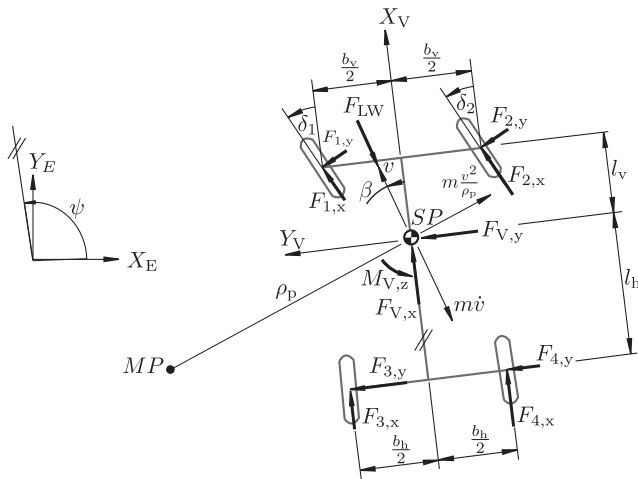


Abb. B.2: Darstellung der horizontalen Reifenkräfte und globalen Schwerpunktskräfte anhand des nichtlinearen ebenen Zweispurmodells bei stationärer Kreisfahrt.

Die Modellbildung erfolgt in zwei Schritten. Im ersten Schritt werden die aus den Radkräften entstehenden Längs- und Querkräfte sowie das Giermoment auf den Aufbau ermittelt (vgl. [Ore06], [Kno08]). Dieser resultierende globale Kraft- und Momentenvektor dient anschließend als Eingangsgröße für das nichtlineare Zustandsraummodell [KN05] [Ben10]. Diese getrennte Vorgehensweise bildet die Basis für den Reglerentwurf und die Formulierung der Zielfunktion für die Optimierung.



**Aggregation der Reifenkräfte** Die acht horizontalen Reifenkräfte der vier Räder können im Vektor

$$\mathbf{F}_{i,xy} = [F_{1,x}, F_{1,y}, F_{2,x}, \dots, F_{4,y}]^T \quad (\text{B.10})$$

zusammengefasst werden. Für die Beschreibung der horizontalen Reifenkräfte im Aufbaukoordinatensystem  $K_V$  müssen die Reifenkräfte der Vorderachse über die Rotationsmatrix  $\mathbf{R}$  unter Berücksichtigung der Radlenkwinkel  $\delta_1$  und  $\delta_2$

$$\mathbf{R} = \begin{bmatrix} \cos(\delta_1) & -\sin(\delta_1) & 0 & 0 & & & & & \\ \sin(\delta_1) & \cos(\delta_1) & 0 & 0 & & & & & \mathbf{0}^{4 \times 4} \\ 0 & 0 & \cos(\delta_2) & -\sin(\delta_2) & & & & & \\ 0 & 0 & \sin(\delta_2) & \cos(\delta_2) & & & & & \\ & & & & \mathbf{0}^{4 \times 4} & & & & \mathbf{E}^{4 \times 4} \end{bmatrix} \quad (\text{B.11})$$

in das Aufbaukoordinatensystem  $K_V$  transformiert werden.

$$\mathbf{F}_{V,xy} = \mathbf{R}\mathbf{F}_{i,xy} \quad (\text{B.12})$$

Die Aggregation der Reifenkräfte gelingt über die lineare Transformation mit der Matrix  $\mathbf{M}$  unter Berücksichtigung der Schwerpunktlage, gekennzeichnet durch die Parameter  $b_v$ ,  $l_v$ ,  $b_h$  und  $l_h$ .

$$\mathbf{M} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 1 & 0 & 1 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 1 & 0 & 1 & 0 & 1 \\ -\frac{b_v}{2} & l_v & \frac{b_v}{2} & l_v & -\frac{b_h}{2} & -l_h & \frac{b_h}{2} & -l_h \end{bmatrix} \quad (\text{B.13})$$

Der globale Kraft- und Momentenvektor  $\mathbf{v}_{\text{sys}}$  ergibt sich aus den horizontalen Reifenkräften wie folgt:

$$\mathbf{v}_{\text{sys}} = \begin{bmatrix} F_{V,x} \\ F_{V,y} \\ M_{V,z} \end{bmatrix} = \mathbf{M}\mathbf{R}\mathbf{F}_{i,xy} \quad (\text{B.14})$$

Der Vektor  $\mathbf{v}_{\text{sys}}$  dient als Eingangsgröße für das im folgenden hergeleitete nichtlineare Zustandsraummodell.

**Nichtlineares Zustandsraummodell** Ein Fahrzeug bewegt sich allgemein mit der Geschwindigkeit

$$v = \sqrt{v_{V,x}^2 + v_{V,y}^2} \quad (\text{B.15})$$

auf der Kreisbahn mit dem Schwenkradius  $\rho_p$  um einen Momentanpol  $MP$ . Entgegen den Schwerpunktskräften  $F_{V,x}$  und  $F_{V,y}$  und des Moments  $M_{V,z}$  um den Schwerpunkt wirken die Trägheitskräfte  $m\dot{v}$  und  $mv^2/\rho_p$  und die Luftwiderstandskraft  $F_{LW,x}$ . Da der Schwenkradius  $\rho_p$  nur für die stationäre Kreisfahrt definiert ist [Ise06], wird der Krümmungsradius  $\rho$  eingeführt, für den gilt:

$$\rho = \frac{v}{\dot{\beta} + \dot{\psi}} \quad (\text{B.16})$$

Die Trägheitskraft kann mit der Beziehung (B.16) wie folgt angegeben werden:

$$m \frac{v^2}{\rho} = mv (\dot{\beta} + \dot{\psi}) \quad (\text{B.17})$$

Die Bewegungsgleichungen ergeben sich nach dem Kräftegleichgewicht in Richtung der Trägheitskräfte und unter Vernachlässigung von Luftseiten- und Auftriebskräften zu [KN05]:

$$\begin{aligned} m\dot{v} &= \cos \beta (F_{V,x} - F_{LW,x}) + \sin \beta F_{V,y} \\ mv (\dot{\beta} + \dot{\psi}) &= -\sin \beta (F_{V,x} - F_{LW,x}) + \cos \beta F_{V,y} \\ J_{zz}\ddot{\psi} &= M_{V,z} \end{aligned} \quad (\text{B.18})$$

Die Bewegungsgleichungen (B.18) lassen sich in eine nichtlineare Zustandsraumdarstellung überführen [Ben10].

$$\underbrace{\begin{bmatrix} \dot{\psi} \\ \dot{\beta} \\ \ddot{\psi} \end{bmatrix}}_{\dot{\mathbf{x}}} = \underbrace{\begin{bmatrix} -\frac{\rho_L}{2} c_x A v^2 \cos \beta \\ \frac{\rho_L}{2} c_x A v^2 \sin \beta - \dot{\psi} \\ 0 \end{bmatrix}}_{\mathbf{f}(\mathbf{x})} + \underbrace{\begin{bmatrix} \frac{\cos \beta}{m} & \frac{\sin \beta}{m} & 0 \\ -\frac{\sin \beta}{mv} & \frac{\cos \beta}{mv} & 0 \\ 0 & 0 & \frac{1}{J_{zz}} \end{bmatrix}}_{\mathbf{g}(\mathbf{x})} \underbrace{\begin{bmatrix} F_{V,x} \\ F_{V,y} \\ M_{V,z} \end{bmatrix}}_{\mathbf{v}_{\text{sys}}} \quad (\text{B.19})$$

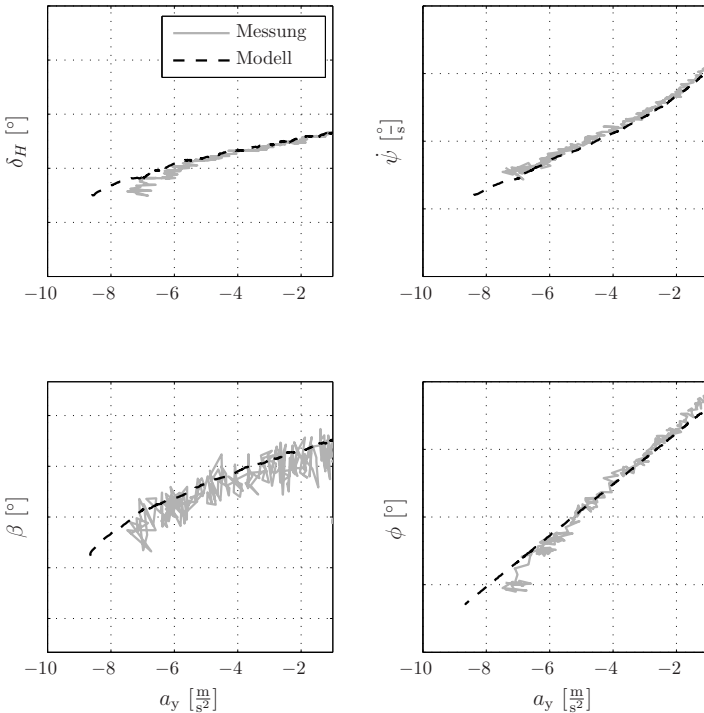
$$\mathbf{y} = \underbrace{\begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}}_{\mathbf{h}(\mathbf{x})} \mathbf{x}$$

Das nichtlineare, eingangsaffine Mehrgrößensystem (B.19) bildet die horizontale Bewegung in Abhängigkeit des virtuellen Eingangsvektors  $\mathbf{v}_{\text{sys}}$  ab.

## B.3 Validierung des Gesamtfahrzeugmodells

Zur Validierung des Gesamtfahrzeugmodells werden objektive Kenngrößen aus Fahrdynamikmessungen mit den Ergebnissen aus der Gesamtfahrzeugsimulation verglichen. Es werden normierte Manöver als Bewertungsgrundlage für die stationäre und dynamische Modellgenauigkeit herangezogen.

### B.3.1 Stationäre Kreisfahrt



**Abb. B.3:** Stationäre Kreisfahrt nach rechts. Lenkradwinkel  $\delta_H$ , Gierrate  $\dot{\psi}$ , Schwimmwinkel  $\beta$  und Wankwinkel  $\phi$  über der Quereschleunigung  $a_y$ .

Die stationäre Kreisfahrt ist ein in der DIN ISO 4138 definiertes Fahrmanöver zur Bewertung des stationären Fahrverhaltens. Dabei fährt das

Fahrzeug auf einem Kreis mit konstantem Radius. Die Geschwindigkeit wird sehr langsam oder stufenweise bis in den querdynamischen Grenzbereich erhöht. Zur Validierung des Modells dient der im Fahrversuch gemessene Lenkradwinkel- und Geschwindigkeitsverlauf als Eingangsgröße für das Simulationsmodell. Bewertet werden die Querschleunigungs-, Gierraten-, Schwimmwinkelabweichung sowie der Verlauf des Wankwinkels.

Aus Abbildung B.3 ist ersichtlich, dass das stationäre Fahrzeugverhalten mit dem gemessenen Fahrverhalten bis in den querdynamischen Grenzbereich sehr gut übereinstimmt. Insbesondere im niedrigen bis mittleren Querschleunigungsbereich wird das Eigenlenkverhalten des Fahrzeugs durch die Gierrate und den Schwimmwinkel korrekt wiedergegeben. Das stationäre Wankverhalten des Gesamtfahrzeugmodells entspricht bis zu hohen Querschleunigungen dem realen Fahrzeugverhalten.

### B.3.2 Frequenzgang

Das Fahrmanöver Sinuslenken wird in der DIN ISO 8725 definiert und erlaubt statistisch sichere Aussagen über das frequenzabhängige Fahrverhalten [Zom91]. Es wird mit konstanter Geschwindigkeit durchgeführt.

In dieser Untersuchung wird abweichend von der Norm die Lenkradwinkel-frequenz kontinuierlich erhöht. Auf diese Weise kann die Modellgüte direkt anhand des Gierraten- und Schwimmwinkelverlaufs für mehrere Frequenzen bewertet werden. Die Bewertung des Gesamtfahrzeugmodells erfolgt durch Vorgabe des Geschwindigkeits- und Lenkwinkelverlaufs aus der Messung.

In Abbildung B.4 sind die relevanten Bewegungsgrößen des Frequenzgangs dargestellt. Die Lenkradwinkelfrequenz wird kontinuierlich von ca. 0,15 Hz auf ca. 0,5 Hz erhöht. Der Verlauf der Gierrate sowie der Querschleunigung stimmen sowohl in der Amplitude als auch in der Phase sehr gut mit der Messung überein. Beim Schwimmwinkel lässt sich trotz des Messrauschens eine gute Übereinstimmung feststellen.

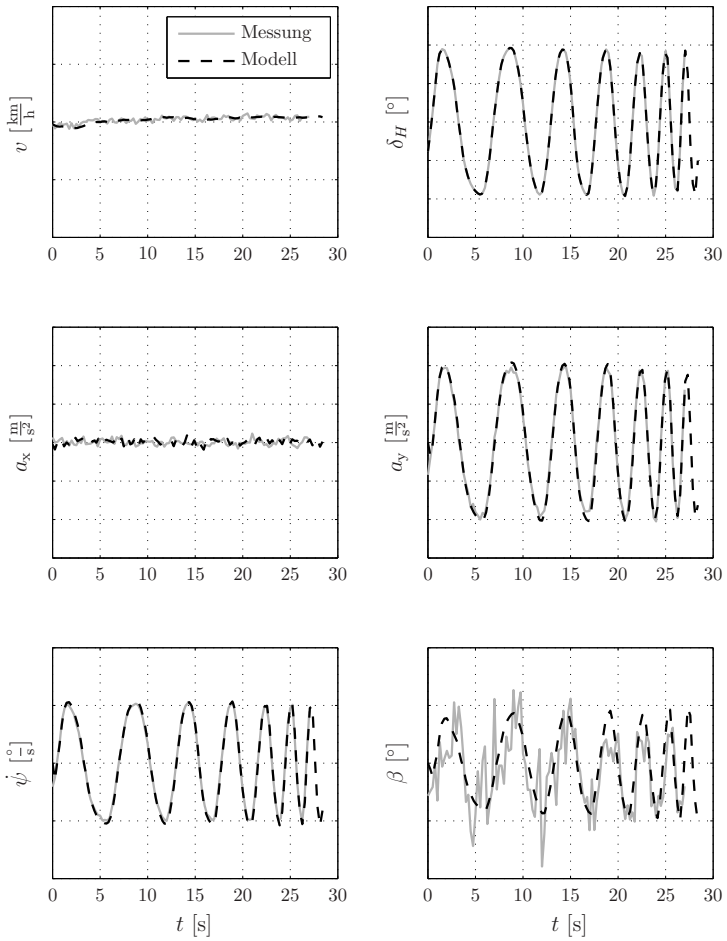


Abb. B.4: Frequenzgang bei einer Lenkradwinkelfrequenz von ca. 0,15 Hz bis 0,5 Hz.

### B.3.3 Lenkwinkelsprung

Der Lenkwinkelsprung dient zur Bewertung des querdynamischen Übertragungsverhaltens und ist in der DIN ISO 7975 definiert. Das Lenkrad wird bei konstanter Geschwindigkeit sprungartig auf einen konstanten Wert eingeschlagen. Bei diesem Fahrmanöver wird der dynamische Gierraten-, Schwimmwinkel- und Querschleunigungsaufbau bewertet. Zur Bewertung des Gesamtfahrzeugmodells wird die Soll-Geschwindigkeit sowie der Lenkradwinkelverlauf vorgegeben.

In Abbildung B.5 sind die relevanten Bewegungsgrößen des Lenkwinkelsprungs dargestellt. Der stationäre Querschleunigungswert wird vom Modell gut abgebildet. Der transiente Aufbau der Gierrate und Querschleunigung entspricht sehr gut den Messwerten. Die Maximalwerte der Querschleunigung und Gierrate liegen in einem realistischen Bereich, können jedoch aufgrund des massiven Messrauschens nicht exakt validiert werden.

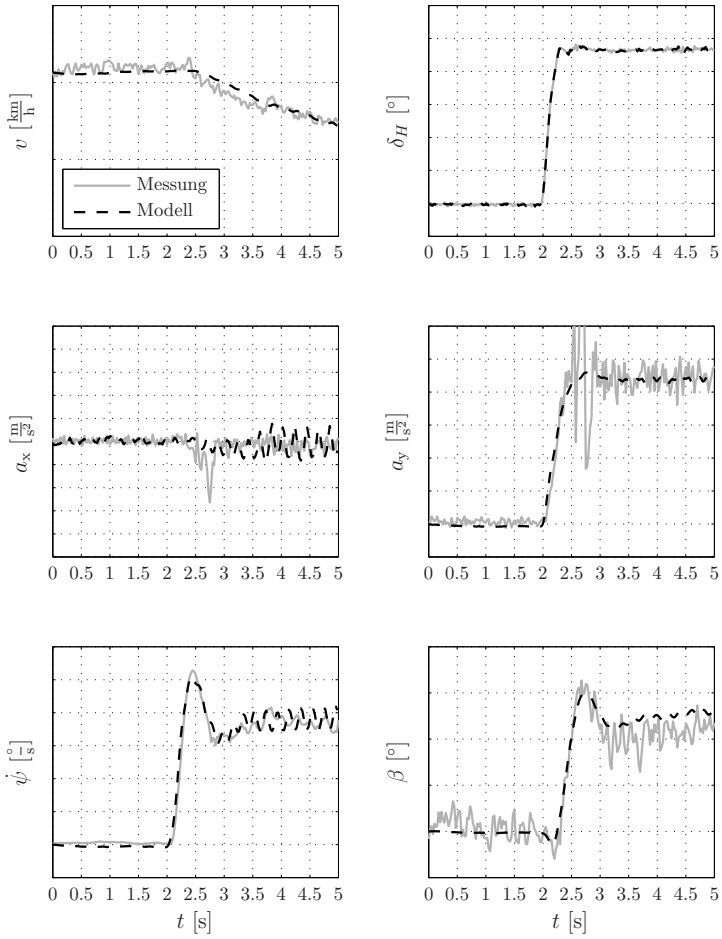


Abb. B.5: Bewegungsgrößen bei einem Lenkwinkelsprung.





# Nomenklatur und Abkürzungen

## Nomenklatur

Nachfolgend werden die wichtigsten Formelzeichen und Symbole dargestellt, die in dieser Arbeit Verwendung finden. Sofern nicht anders gekennzeichnet, sind alle physikalischen Größen in Basis-SI-Einheiten (von französisch **S**ystème **I**nternational d'unités) angegeben. Die Nummerierung der Gleichungen erfolgt kapitelweise und in runden Klammern. Bei Querverweisen wird auf die Bezeichnung „Gleichung“ verzichtet.

## Allgemein

$x$	.....	Skalar $x$
$\mathbf{x}$	.....	Vektor $x$
$\dot{\square}$	.....	zeitliche Ableitung
$\square^*$	.....	optimale Lösung
$\overline{\square}$	.....	obere Grenze
$\underline{\square}$	.....	untere Grenze
$ \square $	.....	Betrag eines Skalars
$\ \square\ $	.....	Norm eines Vektor (hier: euklidische Norm)
$\nabla$	.....	Gradient einer Funktion
$\Delta$	.....	Differenz

## Indizes

Bat	Batterie
E	ortsfestes Koordinatensystem
EM	Elektromotor
LW	Luftwiderstand
R	Widerstand durch Reibung und Rollwiderstand
V	fahrzeugfestes Koordinatensystem
dyn	dynamisch
el	elektrisch
fr	frei rollendes Rad
v	vorne
h	hinten
$i$	Variable zur Bezeichnung der Räder 1=vorne links, 2=vorne rechts, 3=hinten links, 4=hinten rechts
max	maximal
mech	mechanisch
min	minimal
$v_R$	Relativgeschwindigkeit
sys	System
w	Führungsgröße
x	x-Komponente eines Vektors
y	y-Komponente eines Vektors
z	z-Komponente eines Vektors

## Griechische Symbole

$\alpha_i$	Schräglaufwinkel des Rades $i$
$\beta$	Schwimmwinkel
$\delta$	Lenkwinkel
$\delta_A$	Ackermannlenkwinkel
$\delta_H$	Lenkradwinkel
$\delta_V$	Lenkradwinkel nach Drehstabfeder
$\gamma_i$	Sturzwinkel des Rades $i$
$\kappa_i$	Schlupf des Rades $i$
$\lambda$	Lagrange-Multiplikator
$\omega_V$	Winkelgeschwindigkeit des Fahrzeugaufbaus
$\omega_{i,y}$	Winkelgeschwindigkeit des Rades $i$ um die y-Achse

$\phi$ .....	Nickwinkel
$\psi$ .....	Gierwinkel
$\rho$ .....	Krümmungsradius
$\rho_L$ .....	Luftdichte
$\rho_p$ .....	Schwenkradius (stationäre Kreisfahrt)
$\sigma_f$ .....	Abklingkonstante
$\tau_W$ .....	Anströmwinkel
$\theta$ .....	Wankwinkel
$\sigma_{i,\kappa/\alpha}$ .....	Einlaufängen des Reifens

## Lateinische Symbole

$A_{\text{Bat}}$ .....	Batterie: Amplitude der exponentiellen Zone
$A_W$ .....	Querschnittsfläche
$A_i$ .....	Anlenkpunkte der Feder-Dämpfer-Einheit
$B_{\text{Bat}}$ .....	Batterie: Inverse der Zeitkonstanten für die exponentielle Zone
$B_{x/y,\kappa/\alpha}$ .....	Steifigkeitsfaktor des Magic-Formula-Reifenmodells
$C_{x/y,\kappa/\alpha}$ .....	Formfaktor des Magic-Formula-Reifenmodells
$C_{F_x/F_y}$ .....	statische Reifenlängs-/Quersteifigkeit
$D_{x/y,\kappa/\alpha}$ .....	Maximalwert des Magic-Formula-Reifenmodells
$E_0$ .....	Batterie: Konstantspannung
$E_V$ .....	Verlustenergie
$E_{x/y,\kappa/\alpha}$ .....	Krümmungsfaktor des Magic-Formula-Reifenmodells
$F_c$ .....	vertikale Reifenfederkräfte auf Fahrwerk
$F_d$ .....	vertikale Reifendämpferkräfte auf Fahrwerk
$F_{\text{LW}}$ .....	Luftwiderstandsvektor
$F_{\text{stab}}$ .....	vertikale Kräfte durch den Stabilisator
$F_{V,c}$ .....	vertikale Fahrwerkfederkräfte auf Fahrzeugaufbau
$F_{V,d}$ .....	vertikale Fahrwerkdämpferkräfte auf Fahrzeugaufbau
$F_i$ .....	Kraftvektor am Rad $i$
$F_{i,x}$ .....	Längskraft des Rades $i$
$F_{i,y}$ .....	Querkraft des Rades $i$
$F_{i,z}$ .....	Aufstandskraft des Rades $i$
$G(\mathbf{u})$ .....	nichtlineares Modell zur Bestimmung der globalen Kräfte und Momente
$G(s)$ .....	Übertragungsfunktion
$G_{i,x/y,\kappa/\alpha}$ .....	Korrekturfaktor des Magic-Formula-Reifenmodells zur Berücksichtigung kombinierter Kraftschlussbeanspruchung

$I_{\text{Bat}}$ .....	Batteriestrom
$\mathbf{J}_V$ .....	Trägheitstensor Fahrzeugaufbau
$J_i$ .....	Trägheitsmoment des Rades $i$
$\mathbf{K}$ .....	Koordinatensystem
$\mathcal{L}$ .....	Lagrange-Funktion
$L_f h(\mathbf{x})$ .....	Lie-Ableitung der skalaren Funktion $h(\mathbf{x})$ nach $\mathbf{f}(\mathbf{x})$
$\mathbf{M}_{\text{stab}}$ .....	Momentenvektor Stabilisator
$\mathbf{M}_V$ .....	Momentenvektor Fahrzeugaufbau
$\mathbf{M}_i$ .....	Momentenvektor am Rad $i$
$M_{\text{EM,Basis}}$ .....	Basismoment des Elektromotors
$M_{\text{EM,dyn}}$ .....	elektromotorbedingtes Maximalmoment
$M_{\text{EM,max}}$ .....	umrichterbedingtes Maximalmoment des Elektromotors
$M_{\text{EM,S1}}$ .....	thermisches Dauerdrehmoment des Elektromotors
$M_H$ .....	Lenkradmoment
$M_{i,B}$ .....	hydraulisches Bremsmoment am Rad $i$
$M_{i,\text{EM}}$ .....	Elektromotormoment am Rad $i$
$M_{i,\text{Reib}}$ .....	Restbrems- und Lagerreibmoment des Rades $i$
$M_{i,\text{Rowi}}$ .....	Rollwiderstandsmoment des Rades $i$
$M_{i,R}$ .....	Radwiderstandsmoment des Rades $i$
$M_{zr}$ .....	Restmoment um die Reifenhochachse aus der Konizität des Reifens und dem Sturzwinkel
$\mathbf{O}$ .....	Ursprung
$P_V$ .....	Verlustleistung
$Q$ .....	Batteriekapazität
$\mathbf{R}$ .....	Rotationsmatrix
$\mathbf{R}_x$ .....	Drehmatrix, für Drehung eines Vektors um $x$
$\mathbf{R}_V$ .....	Drehmatrix, für Drehung eines Vektors von $V$ nach $E$
$R_{\text{Bat}}$ .....	Batterie Innenwiderstand
$S_{H/V,x/y,(\alpha/\kappa)}$ ..	Offset-Faktor des Magic-Formula-Reifenmodells
$T_{\text{Bat,peak}}$ .....	Zeitdauer für maximalen Lade- bzw. Entladestrom der Batterie
$T_{\text{Bat,relax}}$ .....	Abkühl-Zeitdauer der Batterie nach maximalem Lade- bzw. Entladestrom
$T_{\text{EM,Basis}}$ .....	minimale Erholzeitdauer des Elektromotors
$T_{\text{EM,dyn}}$ .....	maximale Zeitdauer des elektromotorbedingten Maximalmoments
$T_{\text{EM,max}}$ .....	maximale Zeitdauer des umrichterbedingten Maximalmoments des Elektromotors
$T_{\text{EM}}$ .....	Zeitkonstante zur Beschreibung der Elektromotordynamik

$T_z$ .....	Zeitkonstante
$U_{\text{Bat}}$ .....	Batteriespannung
$\mathbf{V}$ .....	Vorfiltermatrix
$\mathbf{W}_v$ .....	Gewichtungsmatrix
$X$ .....	X-Koordinatenachse
$\mathcal{X}$ .....	zulässige Menge für Optimierungsvariable
$Y$ .....	Y-Koordinatenachse
$Z$ .....	Z-Koordinatenachse
$c_\alpha$ .....	Schräglauflastigkeit Reifen
$c_L$ .....	Lenksteifigkeit
$c_{\text{stab}}$ .....	Federsteifigkeit Stabilisator
$c_V$ .....	Federsteifigkeit Fahrwerk
$c_W$ .....	Luftwiderstandsbeiwert
$c_i$ .....	Federsteifigkeit Reifen in $Z_i$ -Richtung
$c_i(\mathbf{x})$ .....	Gleichungs- und Ungleichungsbeschränkungen der Optimierung
$d_{\text{EM}}$ .....	Dämpfungs-konstante zur Beschreibung der Elektromotordynamik
$d_V$ .....	Dämpfungs-konstante Fahrwerk
$d_i$ .....	Dämpfungs-konstante Reifen in $Z_i$ -Richtung
$\mathbf{e}$ .....	Einheitsvektor
$\mathbf{f}$ .....	Vektorfunktion des Systems
$f$ .....	Zielfunktion
$f_{R0}$ .....	Koeffizient zur Bestimmung des Rollwiderstands
$f_{R1}$ .....	Koeffizient zur Bestimmung des Rollwiderstands
$f_{R4}$ .....	Koeffizient zur Bestimmung des Rollwiderstands
$f_R$ .....	Rollwiderstandsbeiwert
$\mathbf{g}$ .....	Vektorfunktion des Systems
$g$ .....	Erdbeschleunigung
$\mathbf{h}$ .....	Ausgangsvektor des Systems
$i_L$ .....	Lenkübersetzung
$k_{i,x}$ .....	Parameter zur Beschreibung der Reifenellipse in x-Richtung
$k_{i,y}$ .....	Parameter zur Beschreibung der Reifenellipse in y-Richtung
$l_h$ .....	Länge hinten
$l_v$ .....	Länge vorne
$m$ .....	Gesamtmasse Fahrzeug
$m_i$ .....	Masse des Rades $i$
$m_V$ .....	Masse des Fahrzeugaufbaus
$n_K$ .....	konstruktiver Nachlauf
$n_R$ .....	Reifennachlauf

$q$ .....	Reglerparameter
$\mathbf{r}$ .....	Rückführungsvektor
$\mathbf{r}_{\text{LW}}$ .....	Ortsvektor von Fahrzeugschwerpunkt zum Angriffspunkt der Luftwiderstandskraft
$\mathbf{r}_i$ .....	Ortsvektor von Fahrzeugschwerpunkt zu Anlenkpunkt Rad
$r_{\text{L}}$ .....	Lenkrollradius
$r_{\text{V,z}}$ .....	Höhe des Fahrzeugschwerpunkts über der Straße
$r_{i,\text{dyn}}$ .....	dynamischer Radhalbmesser des Rades $i$
$r_{i,\text{stat}}$ .....	statischer Radhalbmesser des Rades $i$
$s_{\text{R}}$ .....	Strecke von Latschmittelpunkt zur Reifenlängskraft
$\mathbf{T}$ .....	Transformationsmatrix
$b_{\text{h}}$ .....	Spurweite hinten
$b_{\text{v}}$ .....	Spurweite vorne
$\mathbf{u}$ .....	Stellgrößenvektor
$u_z$ .....	Verschiebung der Zahnstange (Lenkung)
$\mathbf{v}$ .....	virtueller Stellgrößenvektor
$\mathbf{v}_{\text{V}}$ .....	Geschwindigkeitsvektor im Schwerpunkt des Fahrzeugs
$v$ .....	Betrag der Fahrzeug-Schwerpunktsgeschwindigkeit in der x-y-Ebene
$v_{\text{W}}$ .....	Windgeschwindigkeit
$\mathbf{w}$ .....	Führungsgrößenvektor
$w_{\text{stab}}$ .....	Abstand der Stabilisatorlagerung
$\mathbf{x}$ .....	Systemzustandsvektor
$\chi$ .....	Optimierungsvariable
$\mathbf{y}$ .....	Ausgangsvektor
$\Delta \mathbf{z}$ .....	Einfederung des Gummireifens
$\Delta \mathbf{z}_{\text{V}}$ .....	Einfederung des Fahrwerks

## Abkürzungen

ABS	Antiblockiersystem
AWD	All Wheel Drive
AWT	Actuator, Wheel and Tyre Model
AYC	Active Yaw Control
BEV	Battery Electric Vehicle
DIN	Deutsche Industrienorm
EG	Eigenlenkgradient
EMM	Energiemanagement
ESP	Elektronisches Stabilitätsprogramm
FTP	Federal Test Procedure
HD	Horizontaldynamikmodell
HEV	Hybrid Electric Vehicle
ISO	Internationale Organisation für Normung
LICQ	Linear Independence Constraint Qualification
MIMO	Multiple Input Multiple Output
NEFZ	Neuer Europäischer Fahrzyklus
OCA	Optimal Control Allocation
PSM	Permanenterregte Synchronmaschine
QP	Quadratische Programmierung
RM	Referenzmodell
SFTP	Supplemental Federal Test Procedure
SG	Schwimmwinkelgradient
SISO	Single Input Single Output
SOC	State Of Charge
SP	Schwerpunkt
SQP	Sequentielle Quadratische Programmierung
VDC	Vehicle Dynamics Control





## Abbildungsverzeichnis

1.1	Regelungsstruktur bei Einsatz der Control Allocation . . . . .	8
2.1	Betrachtetes Antriebsstrangkonzept . . . . .	14
2.2	Koordinatensysteme im Fahrzeugmodell . . . . .	17
2.3	Kenngößen, Kräfte und Momente am Reifen . . . . .	18
2.4	Reifenkräfte bei reiner Längs- und Querbeanspruchung . . . . .	21
2.5	Reifenkräfte bei kombinierter Kraftschlussbeanspruchung . . . . .	21
2.6	Kenngößen der Lenkkinematik . . . . .	24
2.7	Verlauf der Radlenkwinkel über Lenkradwinkel . . . . .	25
2.8	Fahrwerkmodell: Schematische Darstellung . . . . .	26
2.9	Sturz- und Vorspurwinkel über Einfederung . . . . .	27
2.10	Fahrwerkmodell: Feder-Dämpferelement . . . . .	27
2.11	Darstellung der Luftwiderstandskraft . . . . .	30
2.12	Batteriemodell am Beispiel einer Li-Ion-Batteriezelle . . . . .	33
2.13	Wirkungsgrad des betrachteten Elektromotors mit Umrichter . . . . .	34
2.14	Momentengrenzen des Elektromotors mit Umrichter . . . . .	35
3.1	Zusammenhang Reifenkräfte und globale Größen . . . . .	39
3.2	Vergleich verschiedener Längs- und Querdynamikregelsysteme . . . . .	40
3.3	Beispiel: Reifenkräfte im $K_V$ -Koordinatensystem . . . . .	42
3.4	Beispiel: Globale Kräfte und Momente . . . . .	42
3.5	Reifenverluste aus Rollwiderstand und Längsschlupf . . . . .	48
3.6	Reifenverluste aus Querschlupf . . . . .	49
3.7	Verlustleistung Elektromotor mit Trennkupplung . . . . .	50
3.8	Verlustminimale Momentenverteilung bei Geradeausfahrt . . . . .	52
3.9	Regelungskonzept Optimal Control Allocation . . . . .	56
4.1	Struktur nichtlineares Zweispurmodell . . . . .	59
4.2	Prinzip exakte Linearisierung . . . . .	60

5.1	Parameter nichtlineares Reifenmodell . . . . .	66
5.2	Vergleich mit PACEJKA-Reifenmodell . . . . .	67
5.3	Beispiel: Zielfunktion der Optimierung . . . . .	70
6.1	stationäre Kreisfahrt: Kenngrößen . . . . .	77
6.2	stationäre Kreisfahrt: Lenkrad- und Schwimmwinkelverlauf . .	81
6.3	stationäre Kreisfahrt: Radmomente . . . . .	82
6.4	Lenkwinkelsprung: Kenngrößen . . . . .	85
6.5	Lenkwinkelsprung: Bewegungsgrößen . . . . .	86
6.6	Lenkwinkelsprung: Radmomente . . . . .	87
6.7	Lenkwinkelsprung: Gierverstärkung . . . . .	88
6.8	Lenkwinkelsprung: Response-Time . . . . .	89
6.9	Doppelspurwechsel: Abmessungen der Wedelstrecke . . . . .	89
6.10	Doppelspurwechsel: Bewegungsgrößen . . . . .	91
6.11	Doppelspurwechsel: Radmomente . . . . .	92
6.12	Doppelspurwechsel: Trajektorie . . . . .	92
6.13	Beschleunigung Kurvenfahrt: Gierratenabweichung . . . . .	95
6.14	Beschleunigung Kurvenfahrt: Bewegungsgrößen . . . . .	95
6.15	Beschleunigung Kurvenfahrt: Radmomente . . . . .	96
6.16	NEFZ: Geschwindigkeitsprofil . . . . .	98
6.17	NEFZ: Radmomente . . . . .	99
6.18	US06-Fahrzyklus: Geschwindigkeitsprofil . . . . .	101
6.19	US06-Fahrzyklus: Radmomente . . . . .	102
6.20	Rundkurs: Darstellung Streckenabschnitte . . . . .	104
6.21	Rundkurs: Bewegungsgrößen . . . . .	108
6.22	Rundkurs: Radmomente . . . . .	110
B.1	Ersatzmodelle: Lineares Einspurmodell . . . . .	120
B.2	Ersatzmodelle: Nichtlineares Zweispurmodell . . . . .	122
B.3	Validierung Gesamtfahrzeugmodell: Stationäre Kreisfahrt . . .	125
B.4	Validierung Gesamtfahrzeugmodell: Frequenzgang . . . . .	127
B.5	Validierung Gesamtfahrzeugmodell: Lenkwinkelsprung . . . . .	129

## Tabellenverzeichnis

6.1	stationäre Kreisfahrt: Bewertungsgrößen . . . . .	82
6.2	Doppelspurwechsel: Kenngrößen . . . . .	93
6.3	NEFZ: Energieverbrauch . . . . .	100
6.4	US06-Fahrzyklus: Energieverbrauch . . . . .	103
6.5	Rundkurs: Streckenabschnitte . . . . .	105



## Literaturverzeichnis

- [AB06] ANDREASSON, Johan ; BÜNTE, Tilman: Global chassis control based on inverse vehicle dynamics models. In: *Vehicle System Dynamics* 44 (2006), S. 321–328
- [Ada09] ADAMY, J.: *Nichtlineare Regelungen*. Bd. 1. 2009
- [AG93] ALLGÖWER, Frank ; GILLES, E. D.: Nichtlinearer Reglerentwurf auf der Grundlage exakter Linearisierungstechniken. In: *VDI Berichte* 1026 (1993), S. 209–234
- [ALF04] ANDREASSON, Johan ; LAINE, Leo ; FREDRIKSSON, Jonas: Evaluation of a generic vehicle motion control architecture. In: *Proceedings of World Automotive Congress FISITA*, 2004
- [Amm97] AMMON, Dieter: *Modellbildung und Systementwicklung in der Fahrzeugdynamik*. Stuttgart : B.G. Teubner, 1997. – ISBN 3-519-02378-4
- [And07] ANDREASSON, Johan: *On Generic Road Vehicle Motion Modelling and Control*. Stockholm, Royal Institute of Technology, Diss., 2007
- [Ant08] ANTONOV, Sergiy: *Model-based Vehicle Dynamics Control*. Heilbronn, TU Wien., Diss., 2008
- [BA06] BUNTE, T. ; ANDREASSON, J.: Integrierte Fahrwerkregelung mit minimierter Kraftschlussausnutzung auf der Basis dynamischer Inversion. In: *VDI BERICHTE* 1931 (2006), S. 163–173

- [Bab07] BABIEL, Gerhard: *Elektrische Antriebe in der Fahrzeugtechnik*. 1. Auflage. Berlin : Springer, 2007
- [BE96] BUFFINGTON, James M. ; ENNS, Dale F.: Lyapunov stability analysis of daisy chain control allocation. In: *Journal of Guidance, Control, and Dynamics* 19 (1996), Nr. 6, S. 1226–1230
- [Ben10] BENZAZZA, Ahmed: *Nichtlinearer Reglerentwurf zur Agilitätssteigerung radindividuell angetriebener Elektrofahrzeuge*. Karlsruhe, KIT, Diplomarbeit, 2010
- [Bin11] BINTAKIES, Christian: *Bewertung und Simulation eines Ansatzes zur Fahrdynamikregelung von Elektrofahrzeugen mit radindividuellen Antrieben*. Karlsruhe, KIT, Diplomarbeit, 2011
- [BSMM08] BRONSTEIN, I.N. ; SEMENDJAJEW, K.A. ; MUSIOL, G. ; MÜHLIG, H.: *Taschenbuch der Mathematik*. Bd. 7. Auflage. Harri Deutsch, 2008
- [BTDDK03] BULLER, Stephan ; THELE, Marc ; DE DONCKER, Rik W. ; KARDEN, Eckhard: Impedance-based simulation models of supercapacitors and Li-ion batteries for power electronic applications. In: *IEEE - Industry Applications Conference* (2003), S. 1596–1600
- [Bur93] BURCKHARDT, Manfred: *Fahrwerktechnik: Radschlupf-Regel-systeme*. Vogel, 1993
- [CW10] CHEN, Yan ; WANG, Junmin: Energy-Efficient control allocation for over-actuated systems with electric vehicle applications. In: *ASME Dynamic Systems and Control Conference*. Boston, 2010
- [CW11a] CHEN, Yan ; WANG, Junmin: Energy-efficient control allocation with applications on planar motion control of electric ground vehicles. In: *American Control Conference (ACC) IEEE*, 2011, S. 2719–2724
- [CW11b] CHEN, Yan ; WANG, Junmin: A Global Optimization Algorithm for Energy-Efficient Control Allocation of Over-

- Actuated Systems. In: *American Control Conference*, 2011, S. 5300–5305
- [Deu12] DEUTSCHER, Joachim: *Regelung nichtlinearer Systeme*. Friedrich-Alexander Universität Erlangen-Nürnberg, 2012 (Skriptum zur Vorlesung)
- [Doo11] DOOLITTLE, Randy: *Wirkungsgrad und Verlustleistung einer PSM für den Einsatz als Radnaben- oder radnaher Elektromotor*. München, 2011. – nicht veröffentlicht
- [Dur93] DURHAM, W. C.: Constrained Control Allocation. In: *Journal of Guidance, Control, and Dynamics* 16 (1993), Nr. 4, S. 717–725
- [ECE10] *ECE Regelung Nr. 101 der Wirtschaftskommission der Vereinten Nationen von Europa (UN/ECE)*. DE, 2010
- [Eck08] ECKERT, Michael: *Analyse von Torque Vectoring-Konzepten*. Stuttgart, Universität Stuttgart, Diplomarbeit, 2008
- [EG13] ECKERT, Michael ; GAUTERIN, Frank: Energieoptimale Fahrdynamikregelung in Elektrofahrzeugen mit Einzelradantrieb. In: *ATZelektronik* 8 (2013), Nr. 5, S. 392–400
- [EGE10] EHSANI, Mehrdad ; GAO, Yimin ; EMADI, Ali: *Modern Electric, Hybrid Electric, and Fuel Cell Vehicles: Fundamentals, Theory, and Design*. 2. Auflage. Taylor & Francis Group - CRC Press, 2010. – ISBN 978–1420053982
- [ES09] ECKARDT, Bernd ; SCHIMANEK, Ernst: Studie zur Wahl der Zwischenkreisspannung in Hybridfahrzeugen / Fraunhofer - Institut Integrierte Systeme und Bauelementtechnologie. 2009. – Abschlussbericht
- [EW13] ECKERT, Michael ; WILLEMS, Michel: *Steuervorrichtung für einen Kraftfahrzeugantriebsstrang*. Offenlegungsschrift DE 10 2013 019 030 A1, 2013
- [FGG95] FREY, Michael ; GNADLER, R. ; GÜNTER, F.: Untersuchung der Verlustleistung an Pkw-Reifen. In: *VDI Berichte*, 1995

- [FSTN04] FUJIMOTO, Hiroshi ; SAITO, Takeo ; TSUMASAKA, Akio ; NOGUCHI, Toshikihiko: Motion Control and Road Condition Estimation of Electric Vehicles with Two In-wheel Motors. In: *International Conference on Control Applications IEEE*, 2004
- [Fuc09] FUCHSLOCHER, Götz: Traktion mit Köpfchen. In: *Automobil Produktion* (2009)
- [Gau11] GAUTERIN, Frank: *Grundlagen der Fahrzeugtechnik II*. KIT, Institut für Fahrzeugtechnik, 2011 (Skriptum zur Vorlesung)
- [GCE99] GAO, Yimin ; CHEN, Liping ; EHSANI, Mehrdad: Investigation of the Effectiveness of Regenerative Braking for EV and HEV. In: *SAE transactions* 108 (1999), Nr. 6, S. 3184–3190
- [GHV03] GIERSCH, Hans-Ulrich ; HARTHUS, Hans ; VOGELANG, Norbert: *Elektrische Maschinen*. 5. Auflage. Wiesbaden : B.G. Teubner, 2003
- [GK02] GEIGER, Carl ; KANZOW, Christian: *Theorie und Numerik restringierter Optimierungsaufgaben*. Berlin : Springer, 2002
- [GKN08] GKN: GKN Driveline Torque-Vectoring - Weltdebüt im neuen BMW X6. 2008. – Pressemitteilung
- [Gün94] GÜNTHER, Frank: *Experimentelle Untersuchung der Verlustleistung von Pkw-Reifen*. Karlsruhe, Universität Karlsruhe, Diss., 1994
- [GWC09] GUO, Jingang ; WANG, Jumping ; CAO, Binggang: Regenerative braking strategy for electric vehicles. In: *Intelligent Vehicles Symposium IEEE*, 2009
- [Hak08] HAKEN, Karl-Ludwig: *Grundlagen der Fahrzeugtechnik*. München : Hanser, 2008
- [Här03] HÄRKEGARD, Ola: *Backstepping and Control Allocation with Applications to Flight Control*. Linköping, Linköping University, Diss., 2003
- [HE07] HEISSING, Bernd ; ERSOY, Metin: *Fahrwerkhandbuch*. Wiesbaden : Vieweg & Sohn, 2007



- [HKY02] HATTORI, Y. ; KOIBUCHI, K. ; YOKOYAMA, T.: Force and moment control with nonlinear optimum distribution for vehicle dynamics. In: *Proc. of the 6th International symposium on advanced vehicle control*, 2002, S. 595–600
- [Hor04] HORI, Yoichi: Future vehicle driven by electricity and control-research on four-wheel-motored. In: *Industrial Electronics, IEEE Transactions on* 51 (2004), Nr. 5, S. 954–962
- [Ise06] ISERMANN, Rolf: *Fahrdynamik-Regelung*. Wiesbaden : Vieweg & Sohn, 2006
- [Isi95] ISIDORI, Alberto: *Nonlinear Control Systems*. 3. Auflage. London : Springer-Verlag, 1995
- [JAJT10] JONASSON, M. ; ANDREASSON, J. ; JACOBSON, B. ; TRIGELL, A.S.: Global force potential of over-actuated vehicles. In: *Vehicle System Dynamics* Bd. 48, 2010
- [Kes11] KESSLER, Francois: *Erweiterung eines Simulationsmodells zur Beurteilung des Energieverbrauchs eines Elektrofahrzeugs*. Karlsruhe, KIT, Diplomarbeit, 2011
- [Klu10] KLUWE, Mathias: *Nichtlineare Regelungssysteme*. KIT, Institut für Regelungs- und Steuerungssysteme, 2010 (Skriptum zur Vorlesung)
- [KN05] KIENCKE, Uwe ; NIELSEN, Lars: *Automotive Control Systems*. Berlin : Springer, 2005
- [Kno08] KNOBEL, Christian: *Optimal Control Allocation for Road Vehicle Dynamics using Wheel Steer Angles, Brake/Drive Torques, Wheel Loads and Camper Angles*. Düsseldorf, VDI, Diss., 2008
- [KPK10] KRÜGER, Jesko ; PRUCKNER, Alfred ; KNOBEL, Christian: Control Allocation für Straßenfahrzeuge : Ein systemunabhängiger Ansatz eines integrierten Fahrdynamikreglers. In: *19. Aachener Kolloquium Fahrzeug* (2010)
- [Kug10] KUGI, Andreas: *Optimierung*. TU Wien, 2010 (Skriptum zur Vorlesung)

- [LF08] LAINE, Leo ; FREDRIKSSON, J.: Traction and braking of hybrid electric vehicles using control allocation. In: *International Journal of Vehicle Design* Bd. 48, Int. J. Vehicle Design, 2008
- [Mei08] MEISSNER, Tim C.: *Verbesserung der Fahrzeugquerdynamik durch variable Antriebsmomentverteilung*. Göttingen, Universität München, Diss., 2008
- [Mül11] MÜLLER, Alexander: *Verbesserung der Energieeffizienz und des Fahrverhaltens mittels optimaler Momentenkoordination in Elektrofahrzeugen*. Karlsruhe, KIT, Diplomarbeit, 2011
- [MW14] MITSCHKE, Manfred ; WALLENTOWITZ, Henning: *Dynamik der Kraftfahrzeuge*. 5. Auflage. Berlin : Springer, 2014
- [NW06] NOCEDAL, Jorge ; WRIGHT, Stephen J.: *Numerical Optimization*. 2. Auflage. New York : Springer, 2006
- [o.a09] o.A.: Interview mit Dr. Oliva, Michelin / ATZ-online. 2009. – Pressemitteilung
- [ODB06] OPPENHEIMER, Michael W. ; DOMAN, David B. ; BOLENDER, Michael A.: Control Allocation for Over-Actuated Systems. In: *IEEE Computer Society, Mediterranean Conference on Control and Automation*, 2006, S. 1–6
- [OHMK06] ONO, E. ; HATTORI, Y. ; MURAGISHI, Y. ; KOIBUCHI, K.: Vehicle dynamics integrated control for four-wheel-distributed steering and four-wheel-distributed traction/braking systems. Vol.44 (2006), S. 139–151
- [Ore05] OREND, Ralf: Modelling and control of a vehicle with single-wheel chassis actuators. In: *Proc. of 16th IFAC World Congress, Prague*, 2005
- [Ore06] OREND, R.: *Integrierte Fahrdynamikregelung mit Einzelradaktorik*, Universität Erlangen-Nürnberg, Diss., 2006
- [Ött05] ÖTTGEN, Oliver: *Zur modellgestützten Entwicklung eines mechatronischen Fahrwerkregelsystems für Personenkraftwagen*. Düsseldorf, Universität Duisburg-Essen, Diss., 2005

- [Pac06] PACEJKA, Hans B.: *Tyre and Vehicle Dynamics*. 2. Auflage. Oxford : Butterworth-Heinemann, 2006
- [Pfe11] PFEFFER, Peter ; HARRER, Manfred (Hrsg.): *Lenkungs-handbuch*. 1. Auflage. Wiesbaden : Vieweg+Teubner, 2011
- [PS93] POPP, Karl ; SCHIEHLEN, Werner: *Fahrzeugdynamik*. Stuttgart : B.G. Teubner, 1993
- [Rad13] RADKE, Tobias: *Energieoptimale Längsführung von Kraftfahrzeugen durch Einsatz vorausschauender Fahrstrategien*. Karlsruhe, KIT, Diss., 2013
- [Rau07] RAU, Magnus: *Koordination aktiver Fahrwerk-Regelsysteme zur Beeinflussung der Querdynamik mittels Verspannungslenkung*. Stuttgart, Universität Stuttgart, Institut für Flugmechanik und Flugregelung, Diss., 2007
- [RDG10] REIF, Konrad ; DIETSCHKE, Karl-Heinz ; GMBH, Robert B.: *Kraftfahrtechnisches Taschenbuch*. 27. überarbeitete und erweiterte Auflage. Berlin : Springer, 2010
- [Rei10] REICK, Benedikt: *Energieoptimaler Einsatz des Reifens in einem elektromotorischen Antriebsstrang*, KIT, Institut für Fahrzeugsystemtechnik, Diplomarbeit, 2010
- [RS40] RIEKERT, P. ; SCHUNCK, T.E.: Zur Fahrmechanik des gummibereiften Kraftfahrzeugs. In: *Archive of Applied Science*, Springer, 1940
- [Sch07] SCHICK, Bernhard: Analysis of the consumption share of tires in the overall balance of longitudinal, lateral and vertical dynamics profiles / IPG Automotive GmbH. 2007. – Forschungsbericht
- [Sei10] SEITER, Julia: *Energieoptimale Steuerung der Zwischenkreisspannung mehrmotoriger Antriebskonfigurationen*. Karlsruhe, KIT, Studienarbeit, 2010
- [SHB10] SCHRAMM, Dieter ; HILLER, Manfred ; BARDINI, Roberto: *Modellbildung und Simulation der Dynamik von Kraftfahrzeugen*. Berlin : Springer, 2010

- [SLJ10] SUCHANECK, Andre ; LEÓN, Fernando P. ; JOST, Andreas: Highly efficient load distribution of parallel DC-DC converters. In: *Reports on Industrial Information Technology* Bd. 12. Karlsruhe : KIT Scientific Publishing, 2010
- [SSH99] SAKAI, Shin ichiro ; SADO, Hideo ; HORI, Yoichi: Motion Control in an Electric Vehicle with Four Independently Driven In-Wheel Motors. In: *IEEE/ASME Transactions on Mechatronics* 4 (1999), S. 9–16
- [Sta97] STAMER, N.: Ermittlung optimaler PKW-Querdynamik und ihre Realisierung durch Allradlenkung. In: *VDI Berichte* Bd. 12, 1997
- [SZL11] SUCHANECK, Andre ; ZHANG, Bo ; LEÓN, Fernando P.: Regenerative Braking in electric vehicles with all-wheel drive. In: *International Journal of Electric and Hybrid Vehicles* 3 (2011), Nr. 4
- [TD09] TREMBLAY, Olivier ; DESSAINT, Louis-A.: Experimental Validation of a Battery Dynamic Model for EV Applications. In: *World Electric Vehicle Journal*, 2009
- [VB94] VIRNIG, John C. ; BODDEN, David S.: Multivariable control allocation and control law conditioning when control effectors limit(STOVL aircraft). In: *AIAA Guidance, Navigation and Control Conference, Scottsdale, AZ*, 1994, S. 572–582
- [VDO06] VDO, Siemens: Car motors will disappear into the wheels : Siemens VDO starts eCorner development / VDO. 2006. – Pressemitteilung
- [VP02] VLAHINOS, Andreas ; PESARAN, Ahmad A.: Energy Efficient Battery Heating in Cold Climates. (2002)
- [Zom91] ZOMOTOR, Adam: *Fahrwerktechnik: Fahrverhalten*. Würzburg : Vogel, 1991 (2. Auflage)
- [ZR<sup>+</sup>97] ZOMOTOR, A. ; ROENITZ, R. u. a.: Verfahren und Kriterien zur Bewertung des Fahrverhaltens von Personenkraftwagen - Ein Rückblick auf die letzten 20 Jahre. In: *ATZ* Bd. 99, 1997





# Karlsruher Schriftenreihe Fahrzeugsystemtechnik (ISSN 1869-6058)

---

Herausgeber: FAST Institut für Fahrzeugsystemtechnik

Die Bände sind unter [www.ksp.kit.edu](http://www.ksp.kit.edu) als PDF frei verfügbar  
oder als Druckausgabe bestellbar.

- Band 1** Urs Wiesel  
**Hybrides Lenksystem zur Kraftstoffeinsparung im schweren Nutzfahrzeug.** 2010  
ISBN 978-3-86644-456-0
- Band 2** Andreas Huber  
**Ermittlung von prozessabhängigen Lastkollektiven eines hydrostatischen Fahntriebsstrangs am Beispiel eines Teleskopladers.** 2010  
ISBN 978-3-86644-564-2
- Band 3** Maurice Bliesener  
**Optimierung der Betriebsführung mobiler Arbeitsmaschinen. Ansatz für ein Gesamtmaschinenmanagement.** 2010  
ISBN 978-3-86644-536-9
- Band 4** Manuel Boog  
**Steigerung der Verfügbarkeit mobiler Arbeitsmaschinen durch Betriebslasterfassung und Fehleridentifikation an hydrostatischen Verdrängereinheiten.** 2011  
ISBN 978-3-86644-600-7
- Band 5** Christian Kraft  
**Gezielte Variation und Analyse des Fahrverhaltens von Kraftfahrzeugen mittels elektrischer Linearaktuatoren im Fahrwerksbereich.** 2011  
ISBN 978-3-86644-607-6
- Band 6** Lars Völker  
**Untersuchung des Kommunikationsintervalls bei der gekoppelten Simulation.** 2011  
ISBN 978-3-86644-611-3
- Band 7** 3. Fachtagung  
**Hybridantriebe für mobile Arbeitsmaschinen. 17. Februar 2011, Karlsruhe.** 2011  
ISBN 978-3-86644-599-4

# Karlsruher Schriftenreihe Fahrzeugsystemtechnik (ISSN 1869-6058)

---

Herausgeber: FAST Institut für Fahrzeugsystemtechnik

- Band 8** Vladimir Iliev  
**Systemansatz zur anregungsunabhängigen Charakterisierung des Schwingungskomforts eines Fahrzeugs.** 2011  
ISBN 978-3-86644-681-6
- Band 9** Lars Lewandowitz  
**Markenspezifische Auswahl, Parametrierung und Gestaltung der Produktgruppe Fahrerassistenzsysteme. Ein methodisches Rahmenwerk.** 2011  
ISBN 978-3-86644-701-1
- Band 10** Phillip Thiebes  
**Hybridantriebe für mobile Arbeitsmaschinen. Grundlegende Erkenntnisse und Zusammenhänge, Vorstellung einer Methodik zur Unterstützung des Entwicklungsprozesses und deren Validierung am Beispiel einer Forstmaschine.** 2012  
ISBN 978-3-86644-808-7
- Band 11** Martin Gießler  
**Mechanismen der Kraftübertragung des Reifens auf Schnee und Eis.** 2012  
ISBN 978-3-86644-806-3
- Band 12** Daniel Pies  
**Reifenungleichförmigkeitserregter Schwingungskomfort – Quantifizierung und Bewertung komfortrelevanter Fahrzeugschwingungen.** 2012  
ISBN 978-3-86644-825-4
- Band 13** Daniel Weber  
**Untersuchung des Potenzials einer Brems-Ausweich-Assistenz.** 2012  
ISBN 978-3-86644-864-3
- Band 14** **7. Kolloquium Mobilhydraulik.**  
**27./28. September 2012 in Karlsruhe.** 2012  
ISBN 978-3-86644-881-0
- Band 15** 4. Fachtagung  
**Hybridantriebe für mobile Arbeitsmaschinen**  
**20. Februar 2013, Karlsruhe.** 2013  
ISBN 978-3-86644-970-1



# Karlsruher Schriftenreihe Fahrzeugsystemtechnik (ISSN 1869-6058)

---

Herausgeber: FAST Institut für Fahrzeugsystemtechnik

- Band 16** Hans-Joachim Unrau  
**Der Einfluss der Fahrbahnoberflächenkrümmung auf den Rollwiderstand, die Cornering Stiffness und die Aligning Stiffness von Pkw-Reifen.** 2013  
ISBN 978-3-86644-983-1
- Band 17** Xi Zhang  
**Untersuchung und Entwicklung verschiedener Spurführungsansätze für Offroad-Fahrzeuge mit Deichselverbindung.** 2013  
ISBN 978-3-7315-0005-6
- Band 18** Stefanie Grollius  
**Analyse des gekoppelten Systems Reifen-Hohlraum-Rad-Radführung im Rollzustand und Entwicklung eines Rollgeräuschmodells.** 2013  
ISBN 978-3-7315-0029-2
- Band 19** Tobias Radke  
**Energieoptimale Längsführung von Kraftfahrzeugen durch Einsatz vorausschauender Fahrstrategien.** 2013  
ISBN 978-3-7315-0069-8
- Band 20** David Gutjahr  
**Objektive Bewertung querdynamischer Reifeneigenschaften im Gesamtfahrzeugversuch.** 2014  
ISBN 978-3-7315-0153-4
- Band 21** Neli Ovcharova  
**Methodik zur Nutzenanalyse und Optimierung sicherheitsrelevanter Fahrerassistenzsysteme.** 2014  
ISBN 978-3-7315-0176-3
- Band 22** Marcus Geimer, Christian Pohlandt  
**Grundlagen mobiler Arbeitsmaschinen.** 2014  
ISBN 978-3-7315-0188-6
- Band 23** Timo Kautzmann  
**Die mobile Arbeitsmaschine als komplexes System.** 2014  
ISBN 978-3-7315-0187-9

# Karlsruher Schriftenreihe Fahrzeugsystemtechnik (ISSN 1869-6058)

---

Herausgeber: FAST Institut für Fahrzeugsystemtechnik

- Band 24** Roman Weidemann  
**Analyse der mechanischen Randbedingungen zur Adaption der oszillierenden Hinterschneidtechnik an einen Mobilbagger.** 2014  
ISBN 978-3-7315-0193-0
- Band 25** Yunfan Wei  
**Spurführungsregelung eines aktiv gelenkten Radpaars für Straßenbahnen.** 2014  
ISBN 978-3-7315-0232-6
- Band 26** David Schmitz  
**Entwurf eines fehlertoleranten Lenkventils für Steer-by-Wire Anwendungen bei Traktoren.** 2014  
ISBN 978-3-7315-0264-7
- Band 27** Christian Schwab  
**Beitrag zu einer universellen Baggerschnittstelle zur Übertragung elektrischer und hydraulischer Leistung sowie elektronischer Signale für komplexe Anbaugeräte.** 2014  
ISBN 978-3-7315-0281-4
- Band 28** Peter Dengler  
**Untersuchung zum effizienten Betrieb von Hydraulikzylindern in Konstantdrucksystemen unter Verwendung einer Zwischendruckleitung.** 2015  
ISBN 978-3-7315-0295-1
- Band 29** Manuel Bös  
**Untersuchung und Optimierung der Fahrkomfort- und Fahrdynamikeigenschaften von Radladern unter Berücksichtigung der prozessspezifischen Randbedingungen.** 2015  
ISBN 978-3-7315-0310-1
- Band 30** 5. Fachtagung  
**Hybride und energieeffiziente Antriebe für mobile Arbeitsmaschinen 25. Februar 2015, Karlsruhe.** 2015  
ISBN 978-3-7315-0323-1
- Band 31** Michael Eckert  
**Energieoptimale Fahrdynamikregelung mehrmotoriger Elektrofahrzeuge.** 2015  
ISBN 978-3-7315-0332-3



Die hohe Leistungsdichte und kompakte Bauweise heutiger Elektromotoren ermöglicht den Einsatz mehrerer Antriebe in einem Kraftfahrzeug. Neben dem Einachs Antrieb sind somit auch Fahrzeuge mit mehreren Motoren bis hin zu Fahrzeugen mit radindividuellen Antrieben realisierbar. Die Koordination dieser Antriebe stellt die Antriebs- und Fahrdynamikregelung vor neue Herausforderungen. Im Rahmen dieser Arbeit wird eine Fahrdynamikregelung für mehrmotorige Elektrofahrzeuge entwickelt. Eine Analyse des Gesamtsystems hinsichtlich der für die Radmomentenregelung nutzbaren Freiheitsgrade offenbart, dass in gewissen Fahrsituationen mehrere mögliche Lösungen zur Verteilung der Radmomente existieren. Diese Eigenschaft überaktuierter Systeme wird ausgenutzt, um neben der Fahrdynamikregelung eine energieoptimale Verteilung der Radmomente zu gewährleisten. Die Leistungsfähigkeit des Regelungsansatzes wird abschließend im Rahmen einer Rechnersimulation verdeutlicht.

