Konzeptionierung und Ansteuerung verteilter Antriebsstränge in schweren Nutzfahrzeugen

Jürgen Kneißl

Vollständiger Abdruck der von der Fakultät für Luft- und Raumfahrttechnik der Universität der Bundeswehr München zur Erlangung des akademischen Grades eines

Doktor-Ingenieurs (Dr.-Ing.)

genehmigten Dissertation.

Gutachter:

1. Univ.-Prof. Dr.-Ing. habil. Alexander Lion
2. Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr. techn. Peter Fischer

Die Dissertation wurde am 01.06.2021 bei der Universität der Bundeswehr München eingereicht und durch die Fakultät für Luft- und Raumfahrttechnik am 15.10.2021 angenommen. Die mündliche Prüfung fand am 10.03.2022 statt.

Vorwort

Die vorliegende Arbeit entstand in meiner Zeit als Wissenschaftlicher Mitarbeiter am *Institut für Mechanik* der *Fakultät für Luft- und Raumfahrttechnik* der *Universität der Bundeswehr München*. In dieser Zeit durfte ich in Zusammenarbeit mit der *MAN Truck and Bus SE* am von der *Bayerischen Forschungsstiftung* geförderten Projekt *Traction on Demand* arbeiten.

Ich möchte mich außerordentlich bei meinem Doktorvater Univ.-Prof. Dr.-Ing. habil. Alexander Lion für seine exzellente fachliche sowie persönliche Betreuung bedanken. Die vielen konstruktiven Diskussionen, sein fachlicher und persönlicher Rat sowie seine stete Erreichbarkeit haben maßgeblich zum Gelingen dieser Arbeit beigetragen. Weiter gilt mein Dank Herrn Prof. Dr.-Ing. habil. Michael Johlitz für seine wertvolle persönliche Unterstützung. Außerdem möchte ich mich bei Herrn Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr. techn. Peter Fischer für die freundliche Übernahme der Zweitkorrektur sowie seine wertvollen Hilfestellungen bedanken. Bei Herrn Univ.-Prof. Dr.-Ing. Hans-Joachim Wünsche möchte ich mich für die Übernahme des Vorsitzes der Prüfungskommission bedanken.

Mein herzlicher Dank gilt dem Projektpartner *MAN Truck and Bus SE*. Hierbei sei vor allem Herr Dr.-Ing. Philipp Wagner, Herr Dr. techn. Jan Fleischhacker, Herr Dr.-Ing. Christian Haupt sowie Herr Thomas Ille genannt, welche mir die Zusammenarbeit im oben genannten Projekt ermöglichten. Das äußerst angenehme Arbeitsklima und die vielen fruchtbaren Diskussionen in der Abteilung haben maßgeblich zum Gelingen der Arbeit beigetragen. Ich möchte ich mich bei Herrn Dr.-Ing. Philipp Wagner für seine hilfreichen, betreuenden Tätigkeiten sowie seinem Wirken als Projektleiter während dieser Zeit bedanken. Besonders möchte ich mich bei Herrn Stefan Pfund bedanken, der durch seine Arbeiten zur elektrischen Antriebseinheit einen großartigen Beitrag zum Projekt und dieser Arbeit beigetragen hat. Die wertvolle Zusammenarbeit in den Bereichen der elektrischen Antriebe sowie der Funktionsentwicklung waren äußerst produktiv und haben mir sehr viel Spaß bereitet. Es war mir eine große Freude Herrn Felix Breuer, Herrn Zeno Göschl sowie Herrn Christian Hofer bei der Anfertigung ihrer Masterarbeiten fachlich zu betreuen. Die gemeinsamen fachlichen Diskussionen sowie die hervorragenden Ergebnisse der Arbeiten haben das Gelingen dieser Arbeit außerordentlich positiv beeinflusst. Vor allem jedoch empfand ich die Zusammenarbeit auf persönlicher Ebene äußerst angenehm. Vielen Dank.

Mein besonderer und herzlichster Dank gilt Herrn Dr.-Ing. Florian Bauer von Seiten der *MAN Truck and Bus SE*, welcher mich während des Anfertigens dieser Arbeit betreut hat. Die unzähligen produktiven Diskussionen und Anmerkungen, die generell

hervorragende Unterstützung sowie das große pädagogische Talent haben mich in der Arbeit maßgeblich unterstützt. Vielen herzlichen Dank.

Zusätzlich möchte ich mich bei Frau Melanie Kobras für die gemeinsamen Diskussionen sowie ihre fruchtbaren Beiträge zur Optimierung bedanken. Ebenso gilt mein Dank Herrn Tobias Bauer für die gemeinsamen Diskussionen sowie seinen hilfreichen Beiträgen zur elektrischen Antriebseinheit.

Besonderer Dank gilt meinen Kollegen des *Instituts für Mechanik*. Dies gilt neben den Wissenschaftlichen Mitarbeitern ausdrücklich auch für die weiteren Mitarbeiter des Instituts. Das außergewöhnlich gute Arbeitsklima sowie der hervorragende Zusammenhalt unterstützten mich nicht nur während meiner Arbeit am Institut, sondern ließ auch Freundschaften entstehen, welche ich nicht missen möchte. Eine ganz besondere Freude war es für mich ein Büro mit meinem Kollegen Jonas Schröder zu teilen. Meiner Kollegin Frau Dr.-Ing. Christina Purdie möchte ich für die tolle Hilfe bei der Eingliederung in das Institut danken. Ebenso möchte ich Frau Dr.-Ing. Klara Loos für ihre Unterstützung herzlich danken.

Abschließend bleibt mir mich bei meinen Freunden und meiner Familie zu bedanken, welche während meiner Promotionszeit sehr verständnisvoll und stets unterstützend auf mich einwirkten. Vor allem möchte ich mich herzlichst bei meinen Eltern für ihre große Unterstützung danken. Ihnen widme ich diese Arbeit.

Während der Arbeiten zu dieser Ausarbeitung sind nachfolgend aufgezählte wissenschaftliche Veröffentlichungen entstanden, deren Inhalte zum Teil in dieser Ausarbeitung wiedergegeben werden:

Simulation methodology for the development of new power train concepts and operation strategies. In: Hybrid and Electric Vehicles 16th Symposium 16.1 (2019). [52]

Study on the traction potential and manoeuvrability of wheel-individually driven commercial vehicle concepts. In: Vehicle System Dynamics 14.4 (2020). [50]

Development of a variable torque distribution for fully electric and hybrid heavy-duty trucks based on a modular simulation methodology. In: International Journal of Automotive Technology 23.1 (2022). [53]

Simulation-Based Development and Analysis of an Innovative 6x4 Traction Vehicle. In: 9th Commercial Vehicle Workshop Graz, to be published. [51]

Des Weiteren durfte ich in dieser Zeit nachfolgende studentische Arbeiten fachlich betreuen, welche diese Arbeit sehr positiv beeinflusst haben:

Regelung und Betriebsstrategie von verteilten Antriebssträngen in Fahrzeugmodellen, Breuer Felix [14]

Untersuchung einer neuen Betriebsstrategie zum Einsatz in einem Traktionsfahrzeug, Göschl Zeno [28]

Entwicklung und Absicherung einer Funktionslandschaft für die Betriebsstrategie eines hybriden Offroad-Versuchsfahrzeugs, Hofer Christian [42]

Jürgen Kneißl, April 2022

Kurzfassung

Aufgrund verschiedener signifikanter Trends wird die Elektrifizierung des Antriebsstrangs von Nutzfahrzeugen immer wichtiger. Für Traktionsfahrzeuge bietet sich hier ein Potential, die Steigfähigkeit, beziehungsweise generell die Traktion positiv zu beeinflussen. Die Motivation dieser Arbeit adressiert vordergründig die Konzeptionierung und Entwicklung neuer Antriebskonzepte und Regelstrategien, die dieses Potential abrufen. Um die Leistungsfähigkeit verschiedener Antriebsstrangkonzepte zu untersuchen, ist eine virtuelle Entwicklungsumgebung entwickelt worden. Ein entscheidender Teil dieser Entwicklungsumgebung ist eine Regelstrategie, die die Verteilung des Antriebsmoments (variable Drehmomentverteilung) auf unterschiedliche Räder und Achsen ermöglicht. Diese Verteilung funktioniert für beliebige Antriebskonzepte. Die Wirksamkeit dieser Regelstrategie ist anhand zweier Fahrzeugkonzepte demonstriert. Bei den Konzepten handelt es sich zum einen um ein akademisches Forschungsfahrzeug. Zum anderen um ein seriennahes Konzept an welchem die Integration der Regelstrategie in ein reales Fahrzeug implementiert werden kann. Für beide Konzepte kann die Überlegenheit der Regelstrategie gegenüber vergleichbaren konventionellen Antrieben demonstriert werden. So vereinen die neuen Antriebskonzepte Manövrierfähigkeit und Traktionsfähigkeit in einem komplett automatisierten Antriebsstrang.

Abstract

Due to several significant trends, the electrification of the powertrain of commercial vehicles is becoming increasingly important. For traction vehicles, this offers a potential to positively influence the gradeability, or traction in general. The motivation of this work addresses primarily the conception and development of new drive concepts and control strategies that make use of this potential. In order to investigate the performance of different drive train concepts, a virtual development environment is developed. A decisive part of this development environment is a control strategy which allows the distribution of the drive torque (variable torque distribution) to different wheels and axles. This distribution works for any drive concepts. The demonstration of the effectiveness of this control strategy is illustrated by two vehicle concepts. One of these concepts is an academic research vehicle. The other is a near-series concept on which the integration of the control strategy is focused in a real vehicle. For both concepts the superiority of the control strategy over comparable conventional drives is demonstrated. The new drive concepts combine manoeuvrability and traction in a completely automated drive train.

Inhaltsverzeichnis

1 Einleitung **1**
1.1 Hintergrund . . . 1
1.2 Ziel . . . 2
1.3 Vorgehen . . . 4
1.4 Aufbau der Arbeit . . . 6

2 Stand der Technik **7**
2.1 Antriebskonzepte in der Nutzfahrzeugtechnik . . . 7
2.1.1 Übersicht relevanter Antriebsstrangkonfigurationen . . . 7
2.1.2 Mechanische Antriebsstrangkomponenten . . . 9
2.1.3 Hydraulische Antriebsstrangkomponenten . . . 10
2.1.4 Elektrische Antriebsstrangkomponenten . . . 12
2.2 Themen zur Automatisierung in der Nutzfahrzeugtechnik . . . 15
2.2.1 Die Entwicklung hin zum autonomen Fahren . . . 15
2.2.2 Übersicht ausgewählter Fahrdynamikregelsysteme in der Nutzfahrzeugtechnik . . . 18
2.2.3 Rad-Seiten-Lenken . . . 22
2.2.4 Steuergerätearchitektur in der Nutzfahrzeugtechnik . . . 23
2.3 Methodiken zur Modellbildung sowie Funktionsentwicklung . . . 25
2.3.1 Entwicklung mechatronischer Systeme . . . 25
2.3.2 Rapid Control Prototyping . . . 27

3 Grundlagen **29**
3.1 Fahrzeugdynamik . . . 29
3.1.1 Mehrkörpersysteme . . . 29
3.1.2 Zweispurmodell . . . 30
3.1.2.1 Fahrzeugkoordinatensystem . . . 30
3.1.2.2 Bewegungsdifferentialgleichungen . . . 31
3.1.3 Fahrwiderstände . . . 34
3.1.4 Reifenverhalten . . . 35
3.1.4.1 Reifenmodell TMeasy . . . 37
3.2 Antriebsstrang-Komponenten . . . 38
3.2.1 Konventioneller Antriebsstrang . . . 38
3.2.1.1 Verbrennungsmotor . . . 38

3.2.1.2 Mechanischer Antriebsstrang 40
3.2.1.2.1 Offene Differentiale 43
3.2.1.2.2 Gesperrte Differentiale 44
3.2.2 Elektrischer Antriebsstrang 44
3.2.2.1 Elektrische Maschine 44
3.2.2.2 Systemgleichungen der Asynchronmaschine 48
3.2.2.3 Leistungselektronik 51
3.3 Regelungstechnik 53
3.3.1 Integrierte Regelungsarchitekturen für Fahrzeuge 53
3.3.2 Konvexe Optimierung 55
3.3.3 Regelung überaktuierter mechatronischer Systeme 59
3.3.3.1 Überaktuierte mechatronische Systeme 60
3.3.3.2 Control Allocation Ansatz 61
3.4 Aufbau der Fahrszenarien 64

4 Konzeptwahl 66
4.1 Auswahlkriterien 66
4.2 Konzeptauswahl 68
4.2.1 Hybrides, seriennahes Antriebskonzept 69
4.2.2 Radindividuelles Antriebskonzept 70

5 Modellbildung für ein Gesamtfahrzeug 72
5.1 Modellbildung der Fahrdynamik 74
5.1.1 Mehrkörpermodell 74
5.1.2 Baustellenkipper 78
5.1.3 Sattelschlepper mit Trailer 80
5.2 Modellbildung der Antriebskomponenten 84
5.2.1 Konventioneller Antriebsstrang 84
5.2.1.1 Verbrennungsmotor 84
5.2.1.2 Mechanischer Antriebsstrang 87
5.2.2 Elektrische Antriebseinheit 90
5.3 Modellierung der Fahrszenarien 92
5.4 Längs- und Querführung des Fahrzeuges 94
5.4.1 Längsführung 94
5.4.2 Querführung 96
5.5 Modellierung ausgewählter Fahrdynamikregelsysteme 97
5.5.1 Modellierung von Automatischem Blockierverhinderer und Elektronischer Stabilitätskontrolle 97
5.5.2 Modellbildung der Automatischen Schlupfregelung für die mechanische Achse 98

6 Modulare Betriebsstrategie zur traktionsoptimierten Drehmomentverteilung 101
6.1 Anwendung der Control Allocation 102
6.2 Regelungssysteme der einzelnen Antriebskomponenten 109
6.2.1 Zentral angesteuertes, radindividuelles Antriebsstrang-Konzept . . 110
6.2.2 Achsindividuelle Ansteuerung mit Supervisory-Regelungsarchitektur 113
6.3 Rad-Seiten-Lenken mittels radindividueller Drehmomentverteilung 116

7 Funktionsentwicklung 118
7.1 Anwendung des V-Modells 119
7.2 Überblick über die Funktionslandschaft 120
7.3 Validierung der Funktionslandschaft 123
7.4 Integration der Funktionslandschaft in die Steuergerätearchitektur des Gesamtfahrzeuges 124
7.5 Ergebnisse 126
7.5.1 Echtzeitverhalten der Regelungsstrategie zur Drehmomentverteilung 126
7.5.2 Verifikation der Funktionslandschaft am Demonstratorfahrzeug . . 129

8 Ergebnisse 132
8.1 Radindividuell angetriebenes Fahrzeugkonzept 133
8.2 Hybrides und achsindividuell angetriebenes Fahrzeugkonzept 142
8.3 Rad-Seiten-Lenken 148

9 Zusammenfassung und Ausblick 153
9.1 Zusammenfassung 153
9.2 Ausblick 155

Abbildungsverzeichnis 156

Tabellenverzeichnis 159

Literaturverzeichnis 160

Abkürzungen und Nomenklatur

Abkürzungen

Der Inhalt der Auflistung beschreibt die wichtigsten in der Arbeit verwendeten Abkürzungen:

ABV	Automatischer Blockierverhinderer
ACC	Adaptive Cruise Control
AG	Achsgetriebe
ASM	Asynchronmaschine
ASR	Automatische Schlupfregelung
avg	average - durchschnittlich
BM	Betriebsmodus
CAN	Controller Area Network
CoG	Center of Gravity - Lage des Schwerpunkts
DM	Drehmomentmanagement
EA	Endantrieb
EBS	Elektronisches Bremssystem
ECU	Electronic Control Unit
EDC	Electronic Diesel Control
ESC	Elektronische Stabilitätskontrolle
FA	Vorderachse
FAL	Vorderachse Links
FAR	Vorderachse Rechts
GE	Getriebe
GW	Gelenkwelle
HiL	Hardware in the Loop
HR	Hohlrad
I-CAN	Instrumenten - Controller Area Network

KE	Kraftelement
KW	Kurbelwelle
M-CAN	Motor - Controller Area Network
PG	Planetengetriebe
PR	Planetenrad
PTM	Power Train Manager
PWM	Pulsweitenmodulation
RA1	Erste Hinterachse
RA1R	Erste Hinterachse Rechts
RA1L	Erste Hinterachse Links
RA2	Zweite Hinterachse
RA2R	Zweite Hinterachse Rechts
RA2L	Zweite Hinterachse Links
RCP	Rapid Control Prototyping
SiL	Software in the Loop
SK	Sicherheitskontrolle
SR	Sonnenrad
TCO	Total Costs of Ownership
T-CAN	Triebstrang - Controller Area Network
VG	Verteilergetriebe
VKM	Verbrennungskraftmaschine
ZE	Zahnrad

Nomenklatur

In der vorliegenden Arbeit sind eine Reihe von Formelzeichen beschrieben. Die Bedeutung der einzelnen Formelzeichen sind im Text eingeführt. Im Folgenden sind wichtige Eingruppierungen dieser Formelzeichen erläutert.

Skalare Größen

Eine skalare Größe ist eine mathematische Größe, die durch ihren Zahlenwert und ihre Einheit definiert ist. In den Gleichungen dieser Arbeit sind Skalare in normaler, kursiver Schrift dargestellt. Beispiele:

M	Drehmoment
F	Kraft
s	Schlupf

Vektoren

Ein Vektor ist durch seinen Betrag, seine Einheit und seine Richtung bestimmt. Vektoren sind in dieser Arbeit durch fette Kleinbuchstaben beschrieben. Beispiele:

$\mathbf{v}$	Regelzielvektor
$\mathbf{u}$	Stellgrößenvektor

Matrizen

Eine Matrix ist als eine rechteckige Anordnung von Elementen definiert. Sie werden in fetter Schrift dargestellt. Handelt es sich um $(m \times n)$-Matrizen mit $n > 1$ so werden sie als Großbuchstaben beschrieben. Beispiele:

$\mathbf{W}$	Gewichtungsmatrix
$\mathbf{T}$	Transformationsmatrix

Transponierte Matrizen werden durch den hochgestellten Index ^{T} gekennzeichnet.

1 Einleitung

1.1 Hintergrund

Die Fahrzeugtechnik unterliegt aktuell einem starken Wandel. Die Entwicklung neuer Fahrzeuge wird maßgeblich durch moderne Trends, wie neue Antriebskonzepte, zunehmende Automatisierung sowie virtuelle Entwicklung [99] [86] beeinflusst. Getrieben werden diese Trends durch verschiedene Faktoren, die sich unter anderem auf sich ändernde Kundenwünsche oder auch auf striktere Gesetzgebung zurückführen lassen. So sind als wichtige Ziele die Ermöglichung lokal emissionsfreier Fahrt oder die Reduzierung von Treibhausgasen zu nennen. Beispielsweise hat die Europäische Union im Jahr 2019 die Regularien für den Ausstoß von CO_2 im Sektor der schweren Nutzfahrzeuge verschärft [75]. Neben den aktuellen Bestrebungen zu einem vollautomatisierten Fahrzeugbetrieb spielt im Nutzfahrzeugsektor auch die Optimierung des Traktionsverhaltens eine Rolle, was Gegenstand dieser Arbeit ist [97]. Die Umsetzung einer solchen modernen Entwicklung erfordert umfangreiche Ressourcen, weshalb eine zeit- und kosteneffiziente Entwicklung mithilfe virtueller Anwendungsmethoden fokussiert wird.

Neue Antriebskonzepte ermöglichen die energetische Optimierung von Nutzfahrzeugen. Hierbei können beispielsweise konventionelle Antriebsstränge durch Komponenten neuer, elektrifizierter Antriebsstränge ergänzt und zu hybriden Antriebsstrang-Topologien geformt werden. Exemplarisch kann der Fernverkehrssektor betrachtet werden. Hier können zunächst durch die Hybridisierung des konventionellen Antriebsstrangs Verbrauchseinsparpotenziale von bis zu zehn Prozent ermöglicht werden [8] [9]. Auch der Aufbau komplett nicht-konventioneller Antriebsstrang-Topologien ist möglich. Werden neue Antriebsstrang-Konzepte verteilt ausgeführt, kann zum anderen auch die zur Überwindung der Fahrwiderstände erforderliche Längsvortriebskraft des Fahrzeuges möglichst radindividuell über die vorhandenen Antriebsräder umgesetzt werden. So kann die Fahraufgabe effizient gelöst werden. Dies eröffnet Optimierungspotenzial im Hinblick auf die Fahrdynamik sowie das Traktionsverhalten des Fahrzeuges. So kann beispielsweise das fahrdynamische Verhalten sowie das Kurvenverhalten von Fahrzeugen durch neue Antriebskonzepte positiv beeinflusst werden. Dies zeigt sich nicht nur im Automobilbereich, sondern ist auch im Agrarsektor ein wichtiger Aspekt [49] [101].

Die *Automatisierung* von Antriebssträngen ermöglicht es, den Fahrer zu unterstützen und stellt damit einen Baustein hin zum vollautomatisiert betriebenen Nutzfahrzeug dar. Neben energetischen Optimierungen, beispielsweise bei der Wechselwirkung verschiedener Energiequellen in hybriden Antriebssträngen, bietet die automatisierte An-

steuerung ein hohes Potenzial, auch fahrdynamische Optimierungen zu gestalten. So bietet es sich etwa an, Teile des konventionellen mechanischen Antriebsstrangs zu erweitern, um eine gezielte Drehmomentverteilung zwischen den antreibenden Rädern (sog. *torque vectoring*) zu ermöglichen. In einer konventionellen Antriebsachse kann hierbei das herkömmliche Differenzial erweitert werden, um zwischen zwei Antriebswellen eine gezielte Zuteilung von Drehmoment zu ermöglichen. Die Agilität und Stabilität von Fahrzeugen kann durch solche und ähnliche Systeme positiv beeinflusst werden [30]. In neuen Antriebsstrangkonfigurationen mit Einzelradantrieben bietet sich die radindividuelle Ansteuerung der verschiedenen Antriebe an. Des Weiteren ergibt sich durch die automatisierte Ansteuerung des Antriebsstrangs ein hohes Potenzial zur Verbesserung des Traktionsverhaltens. Ziel ist es, die notwendige Längsvortriebskraft zur Überwindung der Fahrwiderstände gezielt auf die antreibenden Räder zu verteilen. Eine Ansteuerung, in der die einzelnen Räder möglichst unabhängig voneinander angetrieben werden können, wird aufgrund verschiedener Vorteile angestrebt. Einer dieser Vorteile ist, dass das Kraftschlusspotenzial der einzelnen Räder situationsabhängig und radindividuell ausgeschöpft werden kann. Dies kann gerade für Traktionsfahrzeuge im Nutzfahrzeugsektor entscheidenden Einfluss auf die Traktion haben.

Die Verwendung *virtueller Entwicklungsmethoden* ist in der modernen Fahrzeugentwicklung aus verschiedenen Gründen etabliert. Die Komplexität von Fahrzeugen steigt, was u. a. an den vielfältigen und komplexen Regelungssystemen sowie der zunehmenden Variantenvielfalt liegt. Zugleich sollen Entwicklungszeiten und -kosten reduziert werden [86]. Dieser Zielkonflikt kann durch virtuelle Entwicklungsmethoden behoben werden, denn virtuell abgebildete Systeme lassen sich schnell und variabel verändern und testen. Dabei muss allerdings vorausgesetzt werden, dass das Modell bzw. das virtuelle System mit hinreichender Genauigkeit abgebildet ist.

1.2 Ziel

Das Kernziel der vorliegenden Arbeit ist es, neuartige Antriebskonzepte für den Traktionsbereich im Nutzfahrzeugsektor zu entwickeln, welche zukünftig auftretenden Anforderungen genügen. Hierbei sollen neben mittelfristig umsetzbaren Konzepten auch akademische Forschungskonzepte betrachtet werden, deren Verwirklichung erst in ferner Zukunft zu erwarten ist. Die Konzeptionierung der Antriebsstränge in dieser Arbeit fokussiert sich auf die Umsetzung des gewünschten Vortriebs sowie der Einhaltung der erwünschten Bahnfolge des Fahrzeuges in welchem die Antriebsstränge verbaut sind. Dies bedeutet, dass Antriebsstrang-Konzepte entstehen, welche es ermöglichen, die nötige Längsvortriebskraft zur Überwindung der Fahrwiderstände auf die antreibenden Räder optimal zu verteilen. Außerdem sorgen solche Konzepte durch die Unterstützung des Lenkverhaltens für eine performante Folge einer gewünschten Trajektorie. Die Konzepte werden hierbei so ausgelegt, dass sowohl hybride als auch vollelektrische Antriebsstrang-Topologien abgedeckt werden. Dies ermöglicht es, Antriebsstrang-Konzepte bei Fahr-

zeugen umzusetzen, die unterschiedliche Energieträger nutzen, etwa Wasserstoff oder in Batterien gespeicherte elektrische Energie. Die Auswahl und die Ausarbeitung der Konzepte werden durch weitere Kriterien beeinflusst. Von hohem Interesse ist hierbei die vor allem im Offroad-Bereich entscheidende Traktionsfähigkeit der Fahrzeuge. Daher wird dieser Aspekt ausführlich betrachtet. Die Untersuchung der Traktionsfähigkeit bei den einzelnen dargestellten Konzepten wird durch Vergleiche mit konventionellen Fahrzeugmodellen ergänzt.

Das Traktionsverhalten von Nutzfahrzeugen wurde in der Vergangenheit stetig verbessert. Neben der Verbesserung von konventionellen Allradantrieben haben sich auch neuartige verteilte Antriebsmethoden durchgesetzt. So kann der Einsatz von hydraulisch angetriebenen Vorderachsen genannt werden, wie sie beispielsweise beim MAN HydroDrive vorkommen [61]. Dieser hydraulische Zusatzantrieb kann bei Bedarf durch den Fahrer zugeschaltet werden. Die nötige hydraulische Leistung wird durch eine am mechanischen Antriebsstrang angebrachte hydraulische Pumpe erzeugt und an den Rädern der Vorderachse durch Radnabenmotoren in mechanische Leistung gewandelt.

Durch den im vorstehenden Unterkapitel 1.1 dargestellten Wandel in der Nutzfahrzeugentwicklung ergeben sich neue, weitreichende Möglichkeiten, das Traktionsverhalten zu verbessern. So können neben hydraulischen und mechanischen Antriebskomponenten eben auch elektrische Antriebe betrachtet werden, da sie in Zukunft im Nutzfahrzeugsektor vermehrt Verwendung finden werden [79]. Eine intelligente Betriebsstrategie (Regelung und Steuerung) ermöglicht es, die verwendeten Antriebskomponenten des verteilten Antriebsstrangs bedarfsgerecht anzusteuern und somit zur Optimierung des Traktionsverhaltens beizutragen. Ziel ist es, einen Ansatz für die Betriebsstrategie zu verwenden, der die unterschiedlichen fahrdynamischen Zusammenhänge des Fahrzeuges berücksichtigt. Hierbei ist bezüglich akademischer Forschungskonzepte grundsätzlich der Aufbau einer zentralen, integrierten Regelung angestrebt. Im Gegensatz zur in konventionellen Fahrzeugen am häufigsten angewandten Supervisory -Regelung (hierarchischer, dezentraler Regelungsansatz) zerlegt eine solche zentrale und integrierte Regelung das zu regelnde System nicht mehr in Einzelsysteme, sondern regelt das Gesamtsystem ganzheitlicher [45]. Dies führt zu besseren Regelungsergebnissen. Des Weiteren können Zielkonflikte effektiver gewichtet und optimiert werden. Erkauft werden diese Vorteile mit einem Anstieg an Komplexität. Durch einen modularen Aufbau der Betriebsstrategie eines Fahrzeuges soll die Anpassung an unterschiedliche Antriebskonzepte effizient umgesetzt werden können. Ist die Betriebsstrategie in seriennahen Fahrzeugen eingebunden, dann ist die Implementierung der Betriebsstrategie in eine Supervisory-Regelungsstruktur notwendig. Ist die Betriebsstrategie in die Steuergerätarchitektur eines realen Fahrzeuges eingebettet, dann können die Wirkungsweise der Betriebsstrategie sowie die Leistungsfähigkeit eines der gewählten Konzepte getestet werden. Eine echtzeitfähige Betriebsstrategie ist hierzu ebenso eine zwingende Voraussetzung wie eine funktionierende Wechselwirkung der Betriebsstrategie mit den weiteren Funktionen des Fahrzeuges.

Als Grundlage der Untersuchungen soll eine virtuelle Entwicklungsumgebung verwendet werden, deren Entwicklung ein weiteres Ziel der Arbeit darstellt. Die so entstehende

Simulationsmethodik soll es ermöglichen, sowohl das Fahrzeug als Ganzes als auch dessen einzelne Komponenten abzubilden und schrittweise zu verbessern. So können vor allem die Betriebsstrategien für die unterschiedlichen Antriebskonzepte effizient entwickelt und für den Einsatz in der realen Steuergerätearchitektur vorbereitet werden. Durch einen modularen Aufbau der Simulationsmethodik soll erreicht werden, dass sie an unterschiedliche Konzepte angepasst werden kann. Damit wird es durch die Simulationsmethodik möglich, die Traktionsfähigkeit der gewählten Konzepte realitätsnah zu untersuchen und zu bewerten, was ein weiteres Ziel der Arbeit darstellt. Hierbei liegt ein Fokus darauf, neue Antriebsstrang-Konzepte für Traktionsfahrzeuge nach den Kriterien, Steigfähigkeit‘, ‚Manövrierbarkeit‘ und ‚Automatisierung‘ zu bewerten. Neben üblichen Fahrszenarien, die den Beschaffenheiten ländlicher Wege in Deutschland angepasst sind, werden auch Themen wie der Test der maximalen Steigfähigkeit virtuell angegangen. Virtuelle Vergleiche zwischen neuen Konzepten und konventionell angetriebenen Referenzfahrzeugen ermöglichen es das Potenzial neuer Antriebskonzepte zu bestimmen.

1.3 Vorgehen

In der Konzeptfindung sollen Antriebsstrang-Konfigurationen untersucht werden, welche in naher oder auch fernerer Zukunft in der Nutzfahrzeugtechnik bestehen können. Entsprechend müssen unterschiedliche Kriterien zur Bewertung herangezogen werden. So müssen zunächst alle betrachteten Konzepte grundsätzlich geeignet sein, unter energetischen Gesichtspunkten sowohl gegenwärtig als auch in Zukunft sinnvoll eingesetzt werden zu können. Neben vollelektrischen Antriebsstrang-Architekturen werden auch hybride Konzepte mit konventionellem mechanischem Antriebsstrang betrachtet. Des Weiteren ist bei der Nutzfahrzeugentwicklung die Reduzierung oder Vermeidung lokaler Emissionen – besonders in urbanen Gebieten – weiter in den Fokus gerückt, was sich im Zuge geplanter bzw. bereits erfolgter Verbote für bestimmte Verbrennungsmotoren äußert [102]. Da in Zukunft nicht auszuschließen ist, dass durch gesetzliche Vorgaben immer mehr urbane Teilgebiete ausschließlich durch lokal komplett emissionsfreie Fahrzeuge befahren werden dürfen, muss dies bei der Entwicklung neuer Antriebsstrang-Konzepte berücksichtigt werden.

Sowohl die energetische als auch die emissionstechnische Optimierung liegt jedoch nicht im primären Fokus der vorliegenden Ausarbeitung. Vielmehr geht es um die automatisierte, traktionsoptimierte Verteilung von Antriebsleistung neuer Antriebskonzepte. Dennoch müssen in der Konzeptauswahl sowohl die energetische Grundlage der Antriebskonzepte als auch die Möglichkeit des lokal emissionsfreien Betriebs berücksichtigt werden, damit anhand der Konzepte auch eine hohe Kundenakzeptanz erreicht werden kann. Ein weiteres gewichtiges Auswahlkriterium stellt das zu erwartende Traktionsverhalten der Fahrzeuge bei den verschiedenen Konzepten dar. Dieses wird anhand aussagekräftiger Szenarien virtuell untersucht. Dabei werden sowohl komplett radindividuelle Antriebskonzepte als auch kombinierte Konzepte mit konventionellen Achsen untersucht.

Hierbei gilt es, die Entwicklung neuer Achssysteme zu analysieren und zu bewerten sowie in die Konzeptbewertung einfließen zu lassen.

Die Simulationsmethodik beruht darauf, im Rahmen des Aufbaus einer virtuellen Entwicklungsumgebung das Gesamtfahrzeug abzubilden. Die einzelnen Komponenten des Fahrzeuges werden dazu modular unabhängig voneinander modelliert. Hierbei werden die relevanten physikalischen Eigenschaften der Komponenten in einer sinnvoll gewählten Tiefe modelliert. Die einzelnen Komponenten des Gesamtfahrzeugmodells

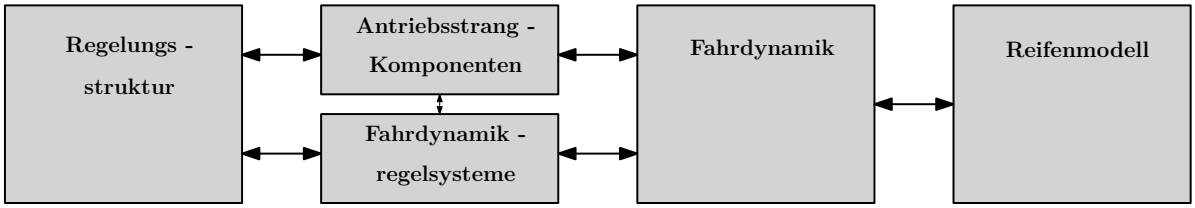

Abbildung 1.1 – Komponenten der Gesamtfahrzeugsimulation

(siehe Abbildung 1.1) gliedern sich in die Untergruppen Regelungsstruktur, Fahrdynamikregelsysteme, Antriebsstrang-Komponenten, Fahrdynamik sowie Reifenmodell. Diese Untergruppen werden in der Arbeit detailliert erläutert. Modelliert werden sie mithilfe unterschiedlicher, entsprechend geeigneter Simulationswerkzeuge. Die Verbindung der einzelnen Komponenten erfolgt physikalisch durch festgelegte Signale. In der Simulation werden dann die unterschiedlichen Werkzeuge über geeignete Kopplungsmethoden [23] [33] verbunden. Anhand der Betriebsstrategie (Regelungsstruktur) werden die einzelnen Antriebskomponenten der verschiedenen Konzepte gesteuert und geregelt. Die Entwicklung der Regelungsstrategie erfolgt virtuell und stellt einen Teil der Simulationsmethodik dar.

Der entwickelte modulare Aufbau soll eine einfache Anpassung der Betriebsstrategie an unterschiedliche Antriebskonzepte und Regelungsstrukturen ermöglichen. Der Aufbau der Regelstruktur wird in drei Teilbereiche unterteilt. Die ersten beiden Bereiche beziehen sich auf die Längsdynamikregelung und die Querdynamikregelung des Gesamtfahrzeuges (High-Level-Control). Beide bilden zusammen ein vereinfachtes Fahrermodell. Die Längsdynamikregelung definiert die nötige Längsvortriebskraft des Fahrzeuges, um die Fahrwiderstände zu überwinden. Die Querdynamikregelung beeinflusst die Bahnführung des Fahrzeuges in vorgegebenen Szenarien. In einem dritten Teilbereich wird die nötige Längsvortriebskraft für das Gesamtfahrzeug auf die unterschiedlichen Antriebskomponenten verteilt. Durch den modularen Aufbau ist die Einbettung des dritten Teilbereichs sowohl in die Steuergerätearchitektur von Fahrzeugen mit Fahrer als auch von vollautomatisierten Fahrzeugen möglich.

Um die Funktionsfähigkeit der Betriebsstrategie in der Realität zu testen, wird im Zuge der Arbeit der Aufbau eines Demonstratorfahrzeuges angestrebt. Die Betriebsstrategie wird in die Steuergerätearchitektur dieses Fahrzeuges eingebunden, wodurch ihre Funktionsfähigkeit und Wechselwirkung mit den restlichen Steuergeräten des Fahr-

zeuges nachgewiesen werden kann. Mittels der in die Simulationsmethodik eingebetteten Betriebsstrategie wird das Potenzial des Traktionsverhaltens neuer Antriebskonfigurationen virtuell untersucht und bewertet. Weiterhin erfolgt ein Vergleich mit konventionellen Referenzfahrzeugen.

1.4 Aufbau der Arbeit

In *Kapitel 2* wird der Stand der Technik beschrieben. Primär wird ein Überblick über Antriebskonzepte in der Nutzfahrzeugtechnik gegeben, welche zum einen bereits im Serienbetrieb verwendet werden und zum anderen aktuell im Fokus der Entwicklung stehen. Ebenfalls wird die Automatisierung von Nutzfahrzeugen beschrieben. Unter anderem wird auf ausgewählte Fahrdynamikregelsysteme eingegangen. Das Kapitel schließt mit einem Überblick über virtuelle Entwicklungs- und Modellbildungsmethoden.

Das *Kapitel 3* erläutert die für die Arbeit benötigten theoretischen Grundlagen. Hier wird auf die Grundlagen für die physikalische Abbildung eines Gesamtfahrzeuges unter fahrdynamischen Gesichtspunkten eingegangen. Des Weiteren beinhaltet das Kapitel Grundlagen zum Aufbau der Fahrszenarien, der Automatisierung im Nutzfahrzeug sowie der gebildeten Betriebsstrategie.

Im *Kapitel 4* wird die Wahl der untersuchten Antriebsstrang-Konzepte beschrieben. Dazu werden neben den Auswahlkriterien die gewählten Konzepte dargestellt.

Das *Kapitel 5* beschreibt die Modellbildung im Rahmen der Simulationsmethodik. Dabei werden unterschiedliche Gesamtfahrzeuge sowie zugehörige Fahrszenarien dargestellt. Auch Teile der Antriebsregelung sind dort enthalten.

Der Kern der Betriebsstrategie ist in *Kapitel 6* beschrieben. Hierbei steht die bedarfsgerechte Ansteuerung verschiedener Antriebsstrang-Komponenten im Fokus.

In *Kapitel 7* erfolgt eine Implementierung der Betriebsstrategie in die Funktionsarchitektur des im Zuge der Arbeit aufgebauten Demonstratorfahrzeuges. Sowohl die Einbettung der Betriebsstrategie in die bestehenden Funktionen des Demonstratorfahrzeuges, als auch die Einbindung in die zugehörige Steuergerätearchitektur ist in diesem Kapitel beschrieben.

In *Kapitel 8* werden ausgewählte Simulationsergebnisse dargestellt, welche das Traktionspotenzial der gewählten Antriebsstrang-Konzepte aufzeigen. Die Ergebnisse untermauern die in der Arbeit getroffenen Aussagen über zukünftige Antriebsstrang-Konzepte im Nutzfahrzeugsektor.

Das abschließende *Kapitel 9* fasst die wichtigsten Punkte der Arbeit zusammen und diskutiert die entstandenen Ergebnisse. Im Ausblick werden zukünftige Aufgabenfelder beschrieben.

2 Stand der Technik

2.1 Antriebskonzepte in der Nutzfahrzeugtechnik

Dargestellt wird im Folgenden eine Übersicht über unterschiedliche Fahrzeugkonfigurationen in der Nutzfahrzeugtechnik, wobei die in der vorliegenden Arbeit fokussierten Traktionsfahrzeuge priorisiert werden. Des Weiteren werden verschiedenartige Antriebsstrang-Komponenten beschrieben. Dabei werden elektrische Antriebsstrang-Komponenten ausführlicher dargestellt, da in der Arbeit der Aufbau vollelektrischer bzw. hybrider Konzepte mit elektrischen Antriebskomponenten fokussiert wird.

2.1.1 Übersicht relevanter Antriebsstrangkonfigurationen

Aufgrund der vielfältigen Anforderungen an Nutzfahrzeuge gibt es verschiedene Achskonfigurationen, mit welchen Nutzfahrzeuge ausgestattet werden. Die übliche Achsenanzahl eines Nutzfahrzeuges bewegt sich zwischen zwei und vier Achsen. In Sonderfahrzeugen können auch mehr Achsen Verwendung finden. Meist wird nur ein Teil der Achsen angetrieben. Die Radformel oder Achskonfiguration beschreibt, wie viele Achsen ein Nutzfahrzeug besitzt und wie viele davon angetrieben werden (siehe Abbildung 2.1). Auf die Beschreibung der Anzahl der gelenkten Räder wird hier verzichtet. Die in Abbildung 2.1

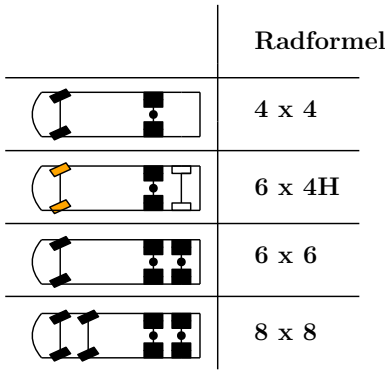

Abbildung 2.1 – Ausschnitt der Radformel-Bezeichnung nach [61]

skizzierten Nutzfahrzeuge besitzen neben nicht angetriebenen Achsen (weiß dargestellte Reifen) auch mechanisch angetriebene Achsen (schwarz dargestellte Reifen) und hydraulisch angetriebene Achsen (gelb dargestellte Reifen). Grundsätzlich ist die Radformel wie folgt zu lesen: *Anzahl aller Räder mal Anzahl der angetriebenen Räder* [4].

Mit der Durchsetzung von hydraulischen Antriebsachsen, wie etwa beim MAN HydroDrive [61], haben sich verteilte Antriebssachsen im Nutzfahrzeugsektor etabliert. Die Radformel 6 x 4H in Abbildung 2.1 beschreibt ein Nutzfahrzeug mit hydraulisch angetriebener Vorderachse. Hierbei ist die erste Hinterachse des Fahrzeuges konventionell und die zweite Hinterachse nicht angetrieben. Die Vorderachse wird bei Bedarf hydraulisch angetrieben, was in der Radformel durch das ‚H' gekennzeichnet ist.

Im Zuge der zunehmenden Elektrifizierung des Nutzfahrzeugsektors bieten elektrisch angetriebene Achsen eine weitere Möglichkeit, verteilte Antriebe in der Achskonfiguration einzubinden. Im Generellen ermöglichen verteilte Antriebe den bedarfsgerechten, achsselektiven und mitunter auch radindividuellen Einsatz von Antriebsstrang-Komponenten. Um die Traktion und das fahrdynamische Verhalten von Fahrzeugen positiv zu beeinflussen, werden der Antrieb sowie die variable Ansteuerung möglichst vieler Achsen bzw. Räder angestrebt. Dieses Ziel kann sowohl in hybriden als auch in vollelektrischen Antriebssträngen umgesetzt werden, beispielsweise durch die Ergänzung eines konventionellen Antriebsstrangs mit einer elektrischen Achse im Zuge des Aufbaus eines achsgeteilten Hybridfahrzeugs. In Abbildung 2.2 wird dies anhand eines Personenkraftwagens dargestellt. Durch die Hinzunahme einer elektrisch angetriebenen Achse

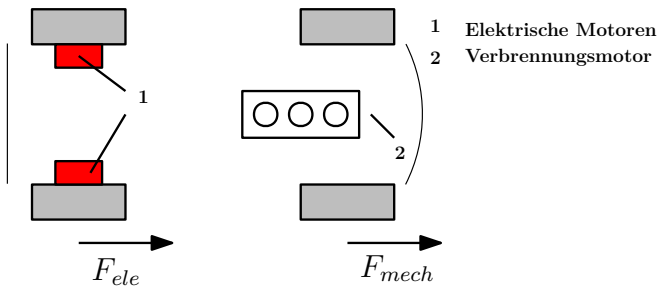

Abbildung 2.2 – Skizze eines achsgeteilten Hybridfahrzeuges mit Zugkraftpfeilen

erweitert sich das Traktionspotenzial des Gesamtfahrzeuges, da schlicht die Anzahl der angetriebenen Räder steigt. Auch die Serienproduktion solcher Fahrzeuge ist verglichen mit anderen hybriden Konzepten einfacher, da der mechanische Antriebsstrang aus bestehenden konventionellen Fahrzeugkonzepten übernommen werden kann. Die Bestimmung der Gesamtzugkraft beider Achsen erfolgt über die Addition der Zugkräfte der mechanisch (F_{mech}) und elektrisch (F_{ele}) angetriebenen Achsen. Dabei wird von der sogenannten Zugkraftkopplung gesprochen. So wird klar, dass die Leistung beider Achsen nicht pauschal addiert werden kann, sondern durch das Traktionsverhalten über den Umweg der Fahrbahn, auf der das Fahrzeug sich bewegt, beeinflusst wird. Es zeigt sich somit der Bedarf einer performanten Regelungsstrategie. Diese Regelungsstrategie muss beide Achsen so ansteuern, dass sowohl eine hohe Gesamtzugkraft erreicht wird als auch ein möglichst verschleißarmer Betrieb beider Antriebsstrang-Komponenten gewährleistet ist.

Andere in der Fahrzeugtechnik häufig eingesetzte hybride Antriebsstrang-Topologien,

wie etwa leistungsverzweigte Hybridvarianten [43], stellen keine Option zur Verbesserung des Traktionsverhaltens dar, da durch sie keine weiteren Räder angetrieben werden. Hintergrund ist, dass die Leistungsaddition von mechanischer und elektrischer Antriebskomponente hier über eine sogenannte Momentenaddition im konventionellen Antriebsstrang des Fahrzeuges stattfindet. Auch Antriebsstränge, die nur durch verteilte Antriebskomponenten aufgebaut sind, können verwendet werden, um die Vorteile verteilter Antriebe auszunutzen. Hierbei ist der Einsatz vollelektrischer Antriebsstränge zu nennen, welche im Bereich der schweren Traktionsnutzfahrzeuge tendenziell eher Bestand akademischer Forschung sind. So beschreiben *Kneissl et al.* [52] unter anderem Forschungsergebnisse zu einem vollelektrischen Traktionsfahrzeug mit der Radformel 6 x 4. In anderen Anwendungsfällen, wie beispielsweise dem Verteilerverkehr, sind bereits vollelektrische schwere Nutzfahrzeuge im regulären Einsatz. Diese Fahrzeuge sind meist mit lediglich einer elektrischen Antriebsachse ausgestattet.

2.1.2 Mechanische Antriebsstrangkomponenten

Der mechanische Antriebsstrang ist die in Nutzfahrzeugen am weitesten verbreitete Antriebskonfiguration. Je nach Ausführung wird eine unterschiedliche Anzahl von Rädern angetrieben. Anhand eines mechanischen Allrad-Antriebsstranges mit der Radformel 6 x 6 wird dessen Aufbau erläutert (Abbildung 2.3). Die Verbrennungskraftmaschine (VKM)

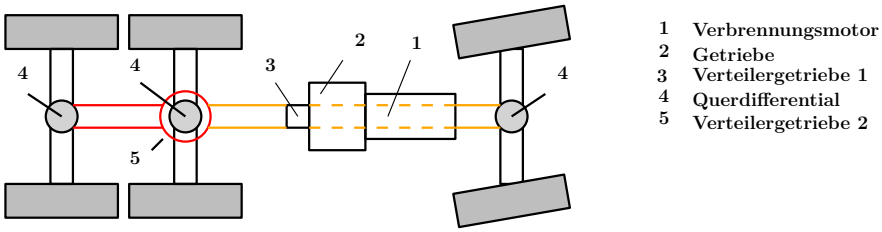

Abbildung 2.3 – Übersicht des mechanischen Antriebsstranges mit Radformel 6x6

wandelt chemische in mechanische Energie um und speist diese in den Antriebsstrang ein. Die chemische Energie ist in Form des Kraftstoffs im Tank gespeichert. Neben Dieselmotoren (siehe Unterabschnitt 3.2.1.1) finden auch andere Verbrennungskraftmaschinen wie Gasmotoren Verwendung. Am serienmäßigen Einsatz von Wasserstoffmotoren im Nutzfahrzeugsektor wird gearbeitet [4] [61]. Das Schaltgetriebe übersetzt das aus der VKM kommende Drehmoment – abhängig vom eingelegten Gang – und gibt es an das Verteilergetriebe weiter. Dort wird das Drehmoment an die Vorderachse und an die beiden Hinterachsen verteilt. An den Hinterachsen befindet sich ein zweites Verteilergetriebe, welches das Drehmoment wiederum auf die beiden Achsen verteilt. Mittels eines Querdifferentials je Achse wird für die Verteilung des Drehmoments auf die einzelnen Räder gesorgt. Eine detaillierte Beschreibung des sogenannten Momentenpfades von der VKM bis zu den Rädern ist in Unterabschnitt 3.2.1.2 dargestellt. Die Verteilung der Energie von der Verbrennungskraftmaschine bis hin zu den Rädern erfolgt ausschließlich über

mechanische Bauteile. Um den Antrieb einzelner Achsen zu verhindern – zum Beispiel, wenn sie aus Traktionsgründen nicht benötigt werden (Einsparung von Verlustenergie) –, müssen diese mechanisch entkoppelt werden. Dies geschieht in konventionellen Nutzfahrzeugen mit Allradantrieb durch einen Fahrereingriff. Ein vollends radselektives Antreiben der verschiedenen Räder ist aufgrund der Beschränkungen durch den mechanischen Antriebsstrang nicht möglich (siehe Unterabschnitt 3.2.1.2). Über entsprechend konfigurierte Bremssysteme können radindividuelle Drehmomenteingriffe umgesetzt werden (siehe Unterabschnitt 3.2.1.2). Aufgrund einer Reihe von Übersetzungsmöglichkeiten im mechanischen Antriebsstrang können am Rad hohe Drehmomente abgegeben werden. Bei niedrigen Geschwindigkeiten können diese bei schweren Nutzfahrzeugen auf 30.000 Nm und mehr pro Rad ansteigen. Welches Rad welchen Anteil des Gesamtdrehmoments umsetzt, hängt von den Übersetzungen in den Verteilergetrieben ab, was in Unterabschnitt 3.2.1.2 näher erläutert wird.

Ein großer Vorteil des konventionellen Antriebsstrangs liegt darin, dass er Energie von Kraftstoffen mit hoher gravimetrischer Energiedichte (gespeicherte Energie pro Masse des Kraftstoffes) in mechanische Energie wandelt. So zeigt Dieselkraftstoff gegenüber Wasserstoff eine höhere gravimetrische Energiedichte. Beide Kraftstoffarten haben eine weitaus höhere gravimetrische Energiedichte als etwa Batteriespeicher [57] [2]. Dies hat zur Folge, dass Fahrzeugkonzepte mit konventionellen Antriebssträngen vergleichsweise hohe Energiegehalte bei gleichem Gewicht für deren Speicherung mit sich führen können. Dies wirkt sich positiv auf die Reichweite bzw. auf die leistbaren Arbeitsstunden mit solchen Fahrzeugen aus, weil die Intervalle für ein Nachtanken von Energie verhältnismäßig groß sind. Weitere Vorteile des mechanischen Antriebsstranges sind seine Robustheit sowie sein hohes Drehmomentpotenzial pro Rad, verglichen mit elektrischen und hydraulischen Antriebsstrang-Komponenten. Diesen Vorteilen steht eine Reihe von Nachteilen gegenüber. Zum einen sind die Komponenten zur Drehmomentverteilung zwischen Verbrennungskraftmaschine und Rädern recht schwer, verglichen mit anderen Antriebskomponenten. Die Möglichkeiten zur variablen Drehmomentverteilung sind eingeschränkt. Zum anderen ermöglicht der Antriebsstrang keine hybriden Fahrmodi (bspw. Energierückgewinnung im Bremsfall) und ist im Betrieb zu keinem Zeitpunkt lokal emissionsfrei.

2.1.3 Hydraulische Antriebsstrangkomponenten

Eine etablierte Art verteilter Antriebe ist der hydraulische Antriebsstrang. Durch den hydraulischen Antrieb einer Achse kann die Traktion eines Fahrzeuges gesteigert werden, wobei – verglichen mit konventionellen Antriebssträngen – Gewicht eingespart wird. Nutzfahrzeughersteller bieten verschiedene Systeme zum hydraulischen Antrieb einer Achse an. Ein Beispiel ist der hydrostatische Antrieb MAN HydroDrive der MAN Truck and Bus SE [61]. In Abbildung 2.4 ist die Wirkungsweise hydrostatisch angetriebener Achsen dargestellt, wie sie ähnlich im MAN HydroDrive verbaut sind. Die Hauptkomponenten dieses hydrostatischen Systems sind eine hydraulische Pumpe, hydraulische

Leitungen, zwei hydraulische Radnabenmotoren sowie ein Kühlsystem. Wird die hy-

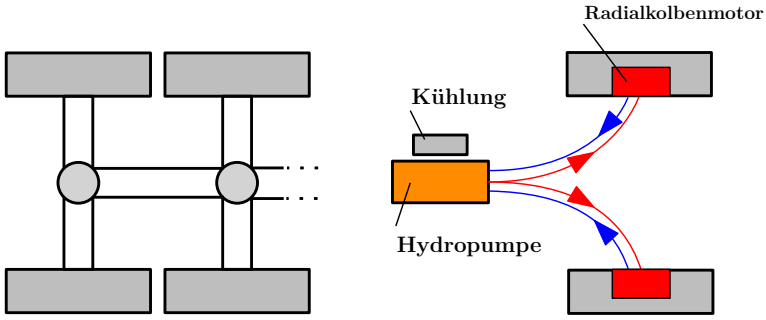

Abbildung 2.4 – Schematisches Aussehen einer hydraulisch angetrieben Vorderachse

draulische Achse durch den Fahrer zugeschaltet, beginnt die Pumpe (Hydropumpe) hydraulische Energie zu erzeugen. Im MAN HydroDrive ist sie durch einen Getriebenebenabtrieb des mechanischen Antriebsstrangs angetrieben, welcher die Hinterachsen antreibt [61]. Jedoch sind auch andere Antriebsarten denkbar, zum Beispiel elektrische Maschinen. Über hydraulische Leitungen wird die Energie an die Radnabenmotoren verteilt, wo sie in mechanische Energie umgewandelt wird. Der hydraulische Druck, der an den Radnabenmotoren ankommt, kann auf über 400 bar ansteigen [61]. Ein Kühlkreislauf ermöglicht die Kühlung der Flüssigkeit. Die hydrostatischen Radnabenmotoren des MAN HydroDrive enthalten acht Zylinder mit drehbaren Rollen, welche auf einem fest positionierten Nockenring abfahren. Im Zentrum des Systems befindet sich ein Zylinderblock, welcher die acht Zylinder samt ihrer Rollen beinhaltet und mit der Radnabe verbunden ist. Durch das Anliegen eines hydrostatischen Drucks (rote Leitung in Abbildung 2.4) fahren die Kolben derjenigen vier Zylinder aus, welche an einer fallenden Flanke des Nockenrings liegen und so eine Drehbewegung erzeugen. Die Kolben der anderen vier Zylinder, deren Rollen an einer steigenden Flanke liegen, werden eingefahren und drücken somit hydraulische Flüssigkeit zurück in den Kreislauf (blaue Leitung in Abbildung 2.4) [61]. Da, wie in Abbildung 2.4 dargestellt, beide Radnabenmotoren über einen hydraulischen Kreislauf angetrieben werden, wirkt das System ähnlich wie ein offenes mechanisches Differentialgetriebe. Dies bedeutet, dass sich das Gesamtdrehmoment auf beide Motoren und somit auf beide hydraulisch angetriebenen Räder gleichmäßig verteilt. Das Rad mit dem niedrigeren Traktionspotenzial minimiert das Übertragungspotenzial beider Räder. Das maximale Gesamtmoment einer mit dem MAN HydroDrive angetriebenen Achse summiert sich auf etwa 14.500 Nm [62].

Vorteilhaft am erläuterten Antrieb ist, dass mit einem im Verhältnis niedrigen Gewicht hohe Drehmomente am Rad umgesetzt werden können. So sparen hydraulisch angetriebene Achsen, wie beim MAN HydroDrive oder ähnlicher Produkte anderer Hersteller, bis zu 400 kg Masse gegenüber einem mechanischen Allradsystem. Durch die bedarfsgerechte Zu- und Abschaltung des Systems kann auf traktionsunkritischen Strecken zusätzlich Reibungsarbeit gegenüber einem mechanischen Allradsystem eingespart

werden [62] [70]. Nachteilig ist der verhältnismäßig niedrige Wirkungsgrad, mit der die hydraulische Energie erzeugt wird. Des Weiteren können die Drehmomentpotenziale mechanisch angetriebener Räder nicht erreicht werden.

2.1.4 Elektrische Antriebsstrangkomponenten

Aktuell verfügbare elektrische Antriebsstrang-Komponenten für Nutzfahrzeuge sind meist als abgestimmtes Gesamtpaket aufgebaut. Sie beinhalten neben dem mechanischen Achskörper sowie einer oder mehreren elektrischen Maschinen auch die zugehörige Leistungselektronik sowie das notwendige Regelungssystem. Einige Zuliefererunternehmen bieten zusätzlich Batteriesysteme zur Speicherung elektrischer Energie an. Die Erzeugung bzw. Speicherung elektrischer Energie zur Versorgung elektrischer Antriebe sind komplexe Themen, an welchen an unterschiedlichen Stellen geforscht wird. Beides ist nicht Gegenstand der vorliegenden Arbeit. Elektrische Antriebe wandeln elektrische in mechanische Energie und tragen so zum Vortrieb der Fahrzeuge bei. Auch ist das Wandeln von mechanischer in elektrische Energie im Zuge von Rekuperation (bspw. Bremsenergierückgewinnung) möglich. Die Energiewandlungen finden in beide Richtungen mit hohem Wirkungsgrad statt.

Da in der vorliegenden Arbeit die Verteilung von Drehmoment auf verschiedene Antriebskomponenten im Nutzfahrzeug fokussiert wird, werden nachfolgend vor allem die drehmomenterzeugenden Eigenschaften elektrischer Antriebskomponenten beschrieben. Grundsätzlich befinden sich diesbezüglich aktuell zwei konkurrierende Achsaufbauten auf dem Nutzfahrzeugmarkt.

Elektrische Achsen mit radindividuellem Antrieb Bei diesen Achsen werden die Räder radindividuell mit unterschiedlichen elektrischen Antriebseinheiten angetrieben. Durch entsprechende Ansteuerung ist eine radselektive Drehmomentverteilung des Gesamtdrehmoments der Achse möglich, wodurch sich die Fahrdynamik des Gesamtfahrzeuges beeinflussen lässt. Des Weiteren kann auf das Traktionsverhalten Einfluss genommen werden. Ist das Traktionspotenzial eines Rades aufgrund eines niedrigen Kraftschlusspotenzials reduziert (bspw. Rad auf Eis), kann der gewünschte Vortrieb der Achse durch Umverteilung des Drehmoments auf das andere Rad ermöglicht werden, ohne dass – wie bei konventionellen Achsen – mechanisch eingegriffen werden muss, etwa über eine Differentialsperre. Radindividuell angetriebene Achsen sind meist entweder mit Radnabenantrieben oder radnahen Antrieben aufgebaut (siehe Abbildung 2.5). Bei elektrischen Achsen mit Radnabenantrieben sind die beiden Antriebseinheiten Teil des jeweils angetriebenen Rades, woraus der Name Radnabenantrieb resultiert (Fall A in Abbildung 2.5). Hierbei wird das gesamte Drehmoment eines Rades meist ausschließlich durch eine elektrische Maschine erzeugt. Als Beispiel kann die elektrische Achse „ZA-wheel“ des Zulieferers Ziehl-Abegg Automotive GmbH und Co. KG angeführt werden, eine Nutzfahrzeugachse mit zwei Radnabenantrieben (permanenterregte Synchronmaschinen) [104]. Pro Rad wird ein maximales Drehmoment von 3700 Nm erreicht. Sind

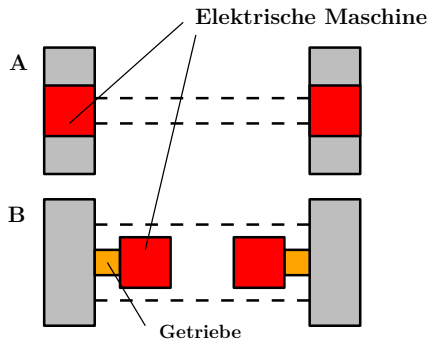

Abbildung 2.5 – Elektrische Achsen mit radindividuellen Antrieben

statt Radnabenantrieben radnahe Antriebe verbaut (Fall B in Abbildung 2.5), wird das durch den E-Motor erzeugte Drehmoment gewöhnlich durch je eine Getriebeeinheit übersetzt. Im Nutzfahrzeugsektor wird dies genutzt, um mit moderaten Drehmomentgrößen der E-Maschinen hohe Drehmomente am Rad zu generieren. Die elektrische Achse „AVE 130“ der ZF Friedrichshafen AG ist ein Beispiel hierfür [32]. Die beiden verbauten E-Maschinen (Asynchronmaschinen) geben bei einer maximalen Leistung von 125 kW ein maximales Drehmoment von 485 Nm ab. Hierbei drehen sich die E-Maschinen verhältnismäßig schnell. Durch die jeweils anschließenden Getriebeeinheiten können pro Rad Drehmomente von bis zu 11.000 Nm erzeugt werden. Durch die Verwendung von schnelllaufenden E-Maschinen können diese sowohl kompakt als auch material- und gewichtssparend gefertigt werden [32]. Ein Vorteil der radindividuellen Antriebsform ist die mögliche radselektive Drehmomentverteilung, wodurch Fahrdynamik bzw. Traktion wirksam beeinflusst werden können. Durch entsprechende Sicherheitsroutinen in der Software werden unplausible Antriebszustände der Räder verhindert, so dass das fahrdynamische Verhalten (Gieren) des Fahrzeugs nicht in unerwünschter Weise beeinflusst wird. Ein weiterer Vorteil dieser Achskonfiguration ist, dass sich der Bauraum des kompletten Achspaketes mit Achskörper, elektrischen Maschinen sowie Getriebe- und Leistungselektronik auf den Bereich der Achse selbst beschränkt (ohne Energiespeicher).

Das Zulieferunternehmen BPW Bergische Achsen bietet mit dem Produkt „eTransport“ [5] ein komplettes elektrisches Achssystem mit radindividuellen Antrieben für schwere Nutzfahrzeuge. Die beiden Räder werden mit je 260 kW Leistung angetrieben, sodass pro Rad maximal 11.000 Nm übertragen werden können. Die Achse ist auf eine maximale Geschwindigkeit von 90 km/h ausgelegt. Das Achspaket beinhaltet zusätzlich eine Lithium-Ionen-Batterie, deren Energieinhalt zwischen 42 kWh und 378 kWh skaliert werden kann. Des Weiteren wirbt der Hersteller mit einer aktiven Lenkunterstützung, was auf eine gezielte radindividuelle Drehmomentverteilung in bestimmten Fahrsituationen schließen lässt [5].

Elektrische Achsen mit zentralmotorischem Antrieb Zentral elektrisch angetriebene Achsen bestehen im Kern aus einer konventionellen mechanischen Achse mit Differen-

tialgetriebe und einer elektrischen Antriebskomponente (siehe Abbildung 2.6). Diese Antriebskomponente greift (je nach Aufbau über eine Gelenkwelle) am Antriebskegelrad des Differentialgetriebes an. Die elektrische Antriebskomponente kann sowohl aus einer

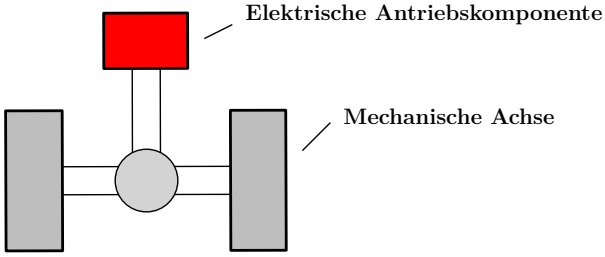

Abbildung 2.6 – Elektrische Achse mit zentralmotorischem Antrieb

elektrischen Maschine als auch aus einer Kombination von E-Maschine und Getriebe bestehen. Ebenso ist der Einsatz mehrerer elektrischer Maschinen möglich. Als Beispiel ist der Antriebsstrang des schweren Nutzfahrzeugtyps „FE Electric“ von Volvo zu nennen. Dieser Fahrzeugtyp ist auf kommunale Einsätze im urbanen Bereich ausgelegt, wobei die einzige Antriebsachse elektrisch und zentralmotorisch angetrieben wird. Die elektrische Antriebskomponente besteht aus einer oder zwei elektrischen Maschinen (je nach gewählter Konfiguration) und einem Zweiganggetriebe [95].

Das durch den elektrischen Antrieb eingebrachte Drehmoment wird in zentralmotorisch angetriebenen Achsen durch den mechanischen Antriebsstrang auf die beiden Räder verteilt. Hierbei gelten die physikalischen Zusammenhänge eines mechanischen Differentials. Dieses verteilt im offenen Zustand das Gesamtdrehmoment zu gleichen Teilen, wobei das Rad mit dem geringeren Traktionspotenzial das maximal übertragbare Drehmoment beider Räder limitiert. Eine ungleiche Drehmomentverteilung auf beide Räder ist durch das mechanische Schließen des Differentials möglich, was jedoch mit Einschränkungen im Drehzahlausgleich zwischen den Rädern einhergeht. Im offenen Zustand des Differentials können radindividuelle Drehmomenteingriffe durch gezielte Bremsenansteuerung ermöglicht werden (siehe Unterabschnitt 3.2.1.2).

Zentral angetriebene Achsen bieten den Vorteil, dass die Drehmomentverteilung des Gesamtdrehmoments der Achse durch ein etabliertes mechanisches System erreicht wird. Des Weiteren können bestehende Bremssysteme und dazugehörige Fahrdynamikregelsysteme weitgehend übernommen werden, da die mechanische Achse sich gegenüber konventionellen Antrieben nicht ändert. Ferner ist der Umbau von konventionellen Achsen auf zentral angesteuerte elektrische Achsen einfach realisierbar, da ein Großteil der Antriebsstrang-Komponenten gleichbleibt. Ein Nachteil ist, dass durch zentral angetriebene elektrische Achsen keine radindividuelle Drehmomentverteilung ohne Schließen des Differentials möglich ist. Wenn überhaupt, dann ist dies nur über Bremseingriffe möglich, welche allerdings mit Verlusten verbunden sind. Außerdem muss Bauraum außerhalb der Achse für die elektrischen Antriebskomponenten im Nutzfahrzeug eingeplant werden.

Als weiteres Beispiel einer zentral angetriebenen, elektrischen Achse ist das elektrische

Antriebssystem „Blue Horizon“ des Unternehmens Meritor zu nennen. Es treibt eine Achse mit einem Zentralantrieb an, der mit einem elektrischen Motor und einem automatischen Zweiganggetriebe konfiguriert ist. Zusätzlich beinhaltet das Antriebssystem das „Power Control and Accessory Subsystem“ mit der Regelung für das Gesamtsystem und einem Leistungswandler. Im „Energy Storage System“ wird eine Nickel-Mangan-Cobalt-Batterie durch das Battery Management System gesteuert [66].

2.2 Themen zur Automatisierung in der Nutzfahrzeugtechnik

Dieses Unterkapitel beschreibt zum einen, wie sich derzeit eine Entwicklung in der Fahrzeugtechnik hin zum autonomen Fahren vollzieht. Die Automatisierung des Antriebsstrangs, was u. a. Gegenstand dieser Arbeit ist, kann als ein Bestandteil des autonomen Fahrens betrachtet werden. Des Weiteren wird auf relevante Fahrdynamikregelsysteme in der Nutzfahrzeugtechnik eingegangen, bevor ein Einblick in das Rad-Seiten-Lenken das Unterkapitel abschließt.

2.2.1 Die Entwicklung hin zum autonomen Fahren

Im Nutzfahrzeugsektor finden überwiegend Antriebsstrang-Konfigurationen Verwendung, die nur unter Einwirkung des Fahrers bzw. der Fahrerin angetriebene Achsen zuschalten können oder Differentialsperren aktivieren, um die Traktion des Antriebsstrangs zu verbessern. Eine komplette Automatisierung des Fahrbetriebs von Nutzfahrzeugen (sogenanntes ‚autonomes Fahren‘) ist nur dann möglich, wenn auch der Antriebsstrang voll automatisiert betrieben werden kann.

Der Automatisierungsgrad eines Fahrzeugs wird in mehrere Stufen beziehungsweise Levels unterteilt. Dabei kann diese Einteilung unterschiedlich erfolgen. Die Anzahl dieser Stufen sowie deren exakte Ausarbeitung unterscheiden sich und es werden unterschiedliche Kriterien zur Definition und Ausprägung der Stufen herangezogen. Solche Kriterien sind beispielsweise, ob und wie lange die Längs- und Querführung eines Fahrzeuges durch das Fahrzeug selbst übernommen wird. Oder auch wie Systemgrenzen zwischen automatisierten Funktionen und Fahrereinwirkungen erkannt werden. Oft stellt sich die Frage, wie die Aufgabenteilung zwischen Mensch und System gestaltet ist [16]. Der SAE-Standard J3016 „Levels of Driving Automation“ der Society for Automobile Engineers (SAE) beschreibt den Grad der Automatisierung eines Fahrzeugs für den Straßenbereich (onroad) mittels sechs Stufen (Levels). In der letzten Stufe ist das Fahrzeug komplett automatisiert und ein Eingreifen des Fahrers ist nicht mehr notwendig [15]. Die Bundesanstalt für Straßenwesen (BASt) beschreibt den Automatisierungsgrad von Kraftfahrzeugen mithilfe der vier Unterteilungen ‚assistierend‘, ‚teilautomatisiert‘, ‚hochautomatisiert‘ und ‚vollautomatisiert‘ [21]. Das Forschungs-Informations-System für Mobilität und Verkehr (FIS) ergänzt zusätzlich die beiden Stufen ‚nur Fahrer‘ und

‚autonomes Fahren‘ (siehe Abbildung 2.7). Der Automatisierungsgrad steigt von links

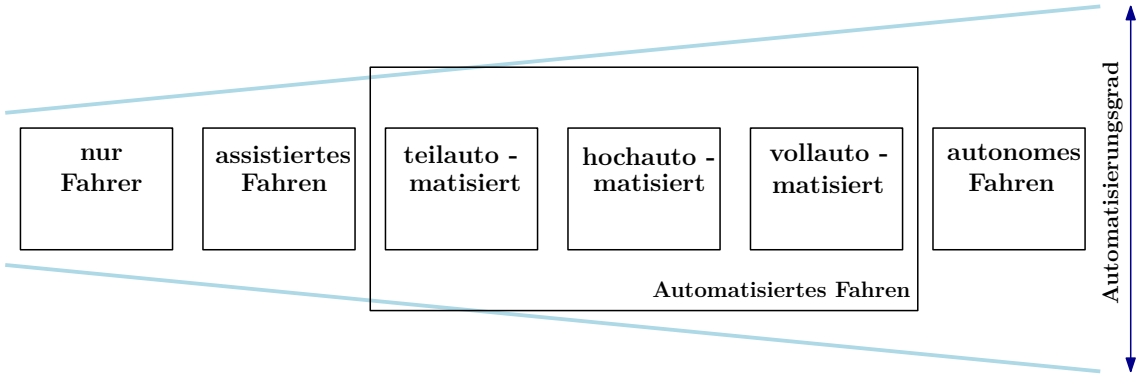

Abbildung 2.7 – Stufen des automatisierten Fahrens nach [20]

nach rechts. Die dargestellten sechs Automatisierungsstufen werden nachfolgend kurz erläutert [20]:

Nur Fahrer: Der Fahrer übernimmt die Steuerung aller Aufgaben. Es sind keine Fahrdynamikregelsysteme aktiviert.

Assistiertes Fahren: Die Quer- oder Längsführung wird durch den Fahrer ausgeführt, während die jeweils anderen Aufgaben in Grenzen durch das automatisierte System ausgeführt werden.

Teilautomatisiert: Die Quer- und Längsführung wird für einen gewissen Zeitraum oder in spezifischen Situationen durch ein automatisiertes System übernommen. Hierbei überwacht der Fahrer das System ständig und ist zur Übernahme der Fahrzeugführung bereit.

Hochautomatisiert: Für spezifische Situationen wird in einem gewissen Zeitraum die Quer- und Längsführung durch das automatisierte System übernommen. Der Fahrer muss das System nicht überwachen und wird frühzeitig gewarnt, wenn er die Fahrzeugführung erneut übernehmen muss. Das System ist nicht in der Lage, aus jedem Zustand heraus das Fahrzeug in den sogenannten risikominimalen Zustand zu führen, das Fahrzeug also beispielsweise sicher auf den Seitenstreifen zu führen und abzustellen.

Vollautomatisiert: In definierten Anwendungsfällen wird die Quer- und Längsführung durch das automatisierte System übernommen. Vor dem Verlassen dieses Anwendungsfalls wird die Fahrzeugführung an den Fahrer übergeben. Übernimmt der Fahrer die Fahrzeugführung nicht (bspw. infolge von Unachtsamkeit), überführt das System das Fahrzeug in den risikominimalen Zustand.

Autonomes Fahren: Das System übernimmt alle Fahraufgaben. Ein Eingriff oder Überwachen durch den Fahrer ist nicht notwendig.

Soll dieses Level auch für in Offroad-Bereichen betriebene Traktionsfahrzeuge Verwendung finden, ist ein voll automatisierter Antriebsstrang zwingend erforderlich, da kein Fahrereingriff mehr erwartbar ist. Generell ist der Einsatz von voll automatisierten Antriebssträngen bereits ab dem Level des ‚teilautomatisierten Fahrens' sinnvoll, um auch hier in Off-Road-Bereichen automatisierte Fahreinsätze zu ermöglichen. Ob sich der Aufwand für Hersteller lohnt, voll automatisierte Antriebsstränge für Fahrzeuge anzubieten, welche weiter mit Fahrern betrieben werden, ist zu hinterfragen. Die Fahrer werden allerdings durch automatisierte Antriebsstränge entlastet.

Die Automatisierung von Kraftfahrzeugen schreitet voran. Unter dem Vorbehalt, dass der rechtliche Rahmen gegeben sein wird, kann bereits im Jahr 2030 mit vollautomatisiertem Fahren in Städten gerechnet werden [94]. Unter anderem aufgrund ihrer hohen Fahrleistungen und Entwicklungsziele wie der Effizienzsteigerung gelten Nutzfahrzeuge als Innovationsträger in der Automatisierung [94]. Das automatisierte Fahren steht derzeit besonders für den Straßenverkehr (Onroad-Bereich) im Fokus. Jedoch ist auch der Offroad-Bereich abseits des Straßenverkehrs für automatisiertes Fahren von großer Bedeutung – gerade auch bei Fahrzeugen, die den größten Teil ihres Fahrzeugeinsatzes im Straßenverkehr ableisten in den kurzen Off-Road-Einsätzen, dann aber anspruchsvolle Aufgaben erfüllen müssen. Andere Beispiele sind militärische oder landwirtschaftliche Fahrzeuge. Um die Fahrwiderstände im Offroad-Bereich effizient zu überwinden, ist es heutzutage üblich, dass der Fahrer Achsen zuschaltet oder Differentialsperren aktiviert. Um mittelfristig auch im Offroad-Bereich automatisiert zu fahren, ist ein automatisierter Antriebsstrang notwendig, welcher die notwendige Traktion ohne Einwirkung des Fahrers (sofern ein solcher überhaupt noch vorhanden ist) zur Verfügung stellt. Exemplarisch sei diese Notwendigkeit am Fahrzyklus einer Sattelzugmaschine mit Kippmulde, welche Baumaterialien wie Schotter vom Schotterwerk zum Umschlagplatz für Baumaterialien transportiert, erläutert. Der überwiegende Anteil dieses Fahrszenarios findet im Straßenverkehr (onroad) statt. Jedoch ist das Gespann im Schotterwerk und auf der Deponie mit wesentlich anspruchsvolleren Traktionsaufgaben konfrontiert (hohe Steigungen; glatte, verschmutzte Fahrbahnen etc.). Soll der gesamte Fahrzyklus im besten Fall autonom abgefahren werden, also verhindert werden, dass der relativ kurze Offroad-Anteil die Automatisierung des gesamten Fahrzeugeinsatzes einschränkt, so müssen auch die Traktionsaufgaben ohne Fahrereingriff erledigt werden können.

Zusammenfassend zeigen die Darlegungen zur Entwicklung automatisierten Fahrens sowie das erläuterte Beispiel eines Traktionsfahrzeuges, dass zukünftige Antriebsstrang-Konfigurationen von Traktionsfahrzeugen automatisiert gestaltet werden müssen. So kann verhindert werden, dass der Automatisierungsgrad des Antriebsstrangs den gesamten Automatisierungsgrad des Fahrzeuges einschränkt.

2.2.2 Übersicht ausgewählter Fahrdynamikregelsysteme in der Nutzfahrzeugtechnik

In aktuellen Serienfahrzeugen erfolgt die Einbindung von Fahrdynamikregelsystemen meist über einen hierarchisch strukturierten Supervisory-Regelansatz. Dies bedeutet, dass die einzelnen Fahrdynamikregelsysteme als Regler verstanden werden, die mit der übergeordneten Supervisory-Regelungsebene in Wechselwirkung stehen (siehe Abschnitt 3.3.1). Diese übergeordnete Ebene entscheidet, in welchem Maß ein bestimmtes Fahrdynamikregelsystem wirklich Einfluss auf die Fahrdynamik des Fahrzeuges nimmt. In den letzten Jahrzehnten sind stetig neue Fahrdynamikregelsysteme in den Serieneinsatz gegangen, welche den Fahrer unterstützen oder entlasten. Es wird nachfolgend ein Überblick über ausgewählte Systeme gegeben.

Adaptive Cruise Control (ACC) Bei der Nutzung eines ACC-Systems legt der Fahrer eine Wunschgeschwindigkeit sowie einen bestimmten Soll-Abstand zu vorausfahrenden Fahrzeugen fest. Befindet sich kein Fahrzeug vor dem mit ACC ausgestatteten Nutzfahrzeug oder handelt es sich um ein schnelleres Fahrzeug, erfolgt ein Einregeln auf die vorher durch den Fahrer definierte Wunschgeschwindigkeit. Das System ist dann innerhalb eines gesetzten Geschwindigkeitsintervalls aktiv. Befindet sich ein langsameres oder gleich schnelles Fahrzeug vor dem mit ACC ausgestatteten Nutzfahrzeug sorgt das Regelungssystem anhand der voreingestellten Werte durch die Regelung der Geschwindigkeit über Bremsen oder Beschleunigen dafür, dass der Soll-Abstand eingehalten wird. Diese Längsdynamikregelung ist typischerweise auf Schnellstraßen oder Autobahnen vorteilhaft. Durch Erweiterungen kann das System auch als teilweise selbstständiger Stop-and-go-Mechanismus im Stauverkehr eingesetzt werden [61] [39].

Spurhalteassistenzsysteme Ein solches System detektiert die Position des Fahrzeuges auf der Fahrbahn. Dies bedeutet, dass das System stetig die Seitenmarkierungslinien der Fahrbahn mit der Position des Fahrzeuges abgleicht. Verlässt das Fahrzeug seine vorgegebene Fahrspur, obwohl kein Blinker gesetzt ist, dann reagiert das System, indem es das Fahrzeug mit gezielten Lenkbewegungen wieder zurück in die Fahrspur führt. Das Querdynamikregelungssystem ist in einem abgesteckten, vom Hersteller definierten Geschwindigkeitsbereich aktiv [63] [39]. Ähnliche Systeme werden im Pkw-Bereich angewandt [93].

Elektronisches Bremssystem (EBS) Das elektronische Bremssystem beinhaltet mit der *Elektronischen Stabilitätskontrolle (ESC)*[1], dem *Automatischen Blockierverhinderer (ABV)*[2] und der *Automatischen Schlupfregelung (ASR)*[3] drei bremsenbasierte Fahrdy-

[1] Hauptsächlich bekannt unter dem Markennamen Elektronisches Stabilitätsprogramm
[2] Hauptsächlich bekannt unter dem Markennamen Antiblockiersystem
[3] Auch bekannt als Antriebsschlupfregelung

namikregelfunktionen, die in konventionellen mechanischen Antriebssträngen eingesetzt werden. Bremsbasiert bedeutet in diesem Kontext, dass deren Funktionen auf den Aktuatoren und Sensoren der Bremse basieren. Die Funktionsweise dieser drei Systeme werden im Folgenden erläutert, um ein besseres Verständnis für die Modellbildung der Systeme in Unterkapitel 5.5 zu schaffen.

Wird ein Fahrzeug durch einen Fahrer so gebremst, dass mindestens ein Rad in hohen Schlupf gerät, wird der *Automatische Blockierverhinderer* aktiv. Das System hat zum Ziel, die Bremskraft an diesem Rad so anzupassen, dass das Rad wieder in ein passables Schlupfniveau gerät. Generell besteht das Ziel eines ABV darin, das Bremsmoment zu senken oder zu erhöhen, damit sich das Rad im Bereich des maximalen Kraftschlusses befindet [68]. Um den maximalen Kraftschluss zu erreichen, muss das Rad an der Haftgrenze gehalten werden [18] (siehe Abschnitt 3.1.4). Entsprechend ist es das Ziel des ABV, ein Blockieren von Rädern zu verhindern, da blockierte Räder keine Haftreibung mit dem Untergrund mehr eingehen, sondern am Untergrund abgleiten. Wird der Betrieb der Räder mit maximalem Kraftschluss erreicht, dann wird – mit wenigen Ausnahmen – die Bremskraft optimiert und der Verlust des Kraftschlusses verhindert. Detektiert wird ein zu hoher Schlupf an einem Rad durch den Vergleich verschiedener Raddrehzahlsignale im Steuergerät [68]. Die größten Vorteile des ABV liegen darin, dass sich meistens der Bremsweg reduzieren lässt, dass während des Bremsvorgangs die Fahrstabilität weitgehend erhalten bleibt und dass der Reifenabrieb verringert wird [18]. In besonderen Fällen verlängert sich jedoch der Bremsweg durch den Einsatz des ABV, zum Beispiel in bestimmten Situationen im Offroad-Bereich beim Bremsen auf Schotter oder Kies [18]. Bei Nutzfahrzeugen, die auf solchen Strecken ohne ABV so bremsen, dass die Räder blockieren, baut sich aufgrund der Beschaffenheit der Untergrundmaterialien (bspw. Schotter oder Kies) ein Bremskeil zwischen Rad und Untergrund auf. Dieser Keil unterstützt die Bremswirkung. Um diesen Effekt bei Nutzfahrzeugen im Traktionsbereich zu nutzen, gibt es den sogenannten Offroad-ABV. Diese Funktion erlaubt in niedrigen Geschwindigkeitsbereichen das komplette Blockieren der Räder. In mittleren Geschwindigkeiten (bspw. zwischen 15 km/h und 40 km/h) wird das kurzzeitige Blockieren der bremsenden Räder ermöglicht [61].

Die *Automatische Schlupfregelung* wirkt im mechanischen Antriebsstrang und hat das Ziel, Räder, die in hohen Schlupf geraten, durch gezielte Bremseinwirkung oder Antriebsdrehmomentreduzierung in passable Schlupfwertbereiche zurückzuführen. Da im mechanischen Antriebsstrang mit offenen Differentialen ohne ASR an allen Rädern das Drehmoment gleich ist, ist das Traktionspotenzial des gesamten Antriebsstrangs beschränkt, wenn ein einzelnes Rad sein Traktionspotenzial ausgeschöpft hat (siehe Unterabschnitt 3.2.1.2). Dies ist für das Traktionspotenzial von Antriebssträngen vor allem dann nachteilig, wenn auf einer inhomogenen Fahrbahn mit unterschiedlichen Reibwertkoeffizienten gefahren wird. Befindet sich ein Rad auf einem Fahrbahnteil mit niedrigem Reibwertkoeffizienten, beschränkt dieses Rad das Traktionspotenzial des gesamten Antriebsstrangs, sobald es zu hohen Schlupf aufweist. Ist die Automatische Schlupfregelung im Antriebsstrang aktiv, so bremst sie dieses Rad mit der Kraft F_B. Exemplarisch sei

dies am Antrieb einer mechanischen Achse dargestellt (Abbildung 2.8). Bei der angetrie-

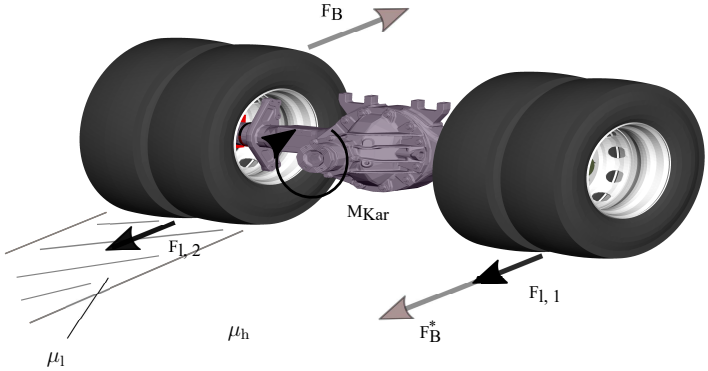

Abbildung 2.8 – Traktionsregelung der Automatischen Schlupfregelung nach [39]

benen mechanischen Achse greift ein Drehmoment M_{KAR} an der Gelenkwelle an. Ohne ASR-Eingriff können die Längskräfte $F_{l,\,1}$ und $F_{l,\,2}$ übertragen werden. Diese Kräfte sind an beiden Rädern gleich und werden durch das rechte Rad, welches auf einem Fahrbahnteil mit niedrigerem Reibwert μ_l steht, begrenzt. Gerät beispielsweise das rechte Rad in hohen Schlupf bzw. droht es durchzudrehen, dann bremst das ASR dieses Rad mit der Bremskraft F_B (in Abbildung 2.8 am rechten Rad) [39]. Diese Bremskraft F_B kann am linken Rad der Achse als zusätzliche Antriebskraft F_B^* umgesetzt werden (Drehmomente sind an allen Rädern gleich), und zwar unter der Voraussetzung eines entsprechend hohen Motormoments M_{KAR}. Somit summiert sich die Gesamtantriebskraft der Achse durch die Kräfte am linken Rad ($F_{l,\,1} + F_B^*$) und am rechten Rad ($F_{l,\,2}$). Ist auch das Traktionspotenzial des linken Antriebsrades ausgeschöpft, erfährt auch dieses einen hohen Schlupf. In diesem Fall wird das Rad durch die ASR jedoch nicht abgebremst. Vielmehr wird ein Signal an den Antriebsmotor (Verbrennungskraftmaschine, E-Maschine) gesendet, welches bewirkt, dass das Antriebsmoment M_{KAR} reduziert wird [39]. Somit wird gewährleistet, dass keines der beiden Räder im Antriebsfall durchdreht und das Traktionspotenzial wird verbessert.

Die *elektronische Stabilitätskontrolle* unterstützt den Fahrer bei der sicheren Bahnführung des Fahrzeuges. Hierzu ist vor allem das Gieren des Fahrzeuges (siehe Abschnitt 3.1.2) zu beachten. Eine Funktion des ESC kann als Gierraten-Regelung bezeichnet werden. Das Ziel ist hier, die Gierrate $\dot{\Psi}$ des Fahrzeuges ständig in einem gewünschten Intervall zu halten. Die Gierrate ist die Gierwinkelgeschwindigkeit, also idealisiert betrachtet die Drehgeschwindigkeit des Fahrzeuges um die Hochachse. Es gibt verschiedene Wege, das ESC wirksam zu gestalten. Hier sei ein Weg dargestellt, der durch *Trautmann* [92] beschrieben worden ist. Das ESC überwacht den aktuellen Fahrzustand des Fahrzeuges und gleicht es mit einem gewünschten, dem theoretisch idealen Fahrzustand ab. Wichtige Parameter, die hierzu am Fahrzeug ausgelesen und im Steuergerät verarbeitet werden müssen, sind die Querbeschleunigung a_y, der Lenkwinkel δ, die Gierrate $\dot{\Psi}$ und die Geschwindigkeit v des Fahrzeuges. Um die Fahrstabilität zu beurteilen, kann wie

folgt vorgegangen werden. Auf dem Steuergerät des Fahrzeuges wird eine Soll-Gierrate $\dot{\Psi}_{\text{Soll}}$ bestimmt, bei der für das Fahrzeug auch in Kurven ein unkritischer Fahrzustand zu erwarten ist. Zur Bestimmung dieser Soll-Gierrate $\dot{\Psi}_{\text{Soll}}$ werden vorab die zwei Soll-Gierraten $\dot{\Psi}_{\text{Soll},1}$ und $\dot{\Psi}_{\text{Soll},2}$ bestimmt. Die erste Soll-Gierrate $\dot{\Psi}_{\text{Soll},1}$ wird über die maximal mögliche Querbeschleunigung $a_{y,\,\max}$ und die Geschwindigkeit v des Fahrzeuges berechnet. Die maximale Querbeschleunigung ist die Beschleunigung, bei der ein Normalfahrer mit der Beherrschung des Fahrzeuges noch keine Probleme haben sollte [92].

$$\dot{\Psi}_{soll,\,1} = \frac{a_{y,\,max}}{v} \tag{2.1}$$

Die zweite Soll-Gierrate $\dot{\Psi}_{\text{Soll},2}$ wird als eine Funktion von Lenkwinkel δ, Radstand l, der aktuellen Fahrzeuggeschwindigkeit v sowie der sogenannten fahrzeugspezifischen charakteristischen Geschwindigkeit v_{ch} berechnet. Die Geschwindigkeit v_{ch} ist ein Maß dafür, wann das Fahrzeug am empfindlichsten auf Lenkeinwirkungen reagiert. Die Gierrate wird mithilfe eines Einspurmodells berechnet, das auf dem Steuergerät hinterlegt ist [92]. Es gilt:

$$\dot{\Psi}_{soll,\,2} = f(\delta,\, l,\, v,\, v_{ch}) \tag{2.2}$$

Aus diesen beiden Soll-Gierraten wird nun der minimale Wert als die Gierrate $\dot{\Psi}_{\text{Soll}}$ bestimmt, welche durch das Fahrzeug erreicht werden soll [92].

$$\dot{\Psi}_{soll} = min(\dot{\Psi}_{soll,\,1}, \dot{\Psi}_{soll,\,2}) \tag{2.3}$$

Durch die elektronische Stabilitätskontrolle wird nun die tatsächliche Gierrate des Fahrzeuges stetig mit dieser Soll-Gierrate $\dot{\Psi}_{\text{Soll}}$ verglichen. Weicht die tatsächliche Gierrate übermäßig von der Soll-Gierrate ab, wird ein sogenannter kritischer Fahrzustand erkannt.

Die verschiedenen kritischen Fahrsituationen sowie die durch das ESC bewirkten Gegenmaßnahmen werden nachstehend anhand eines zweiachsigen Sattelzugs mit Auflieger beschrieben (siehe Abbildung 2.9). Wird der kritische Fahrzustand des Untersteuerns detektiert (Schieben des Zuges über die Vorderachse während der Kurvenfahrt, Fall A in der Abbildung), dann wird das hintere kurveninnere Rad gebremst. Durch das so eingebrachte Drehmoment um die Fahrzeughochachse wird das Fahrzeug in seiner Bahnführung entlang der Kurve unterstützt [61]. Beim Fall B in der Abbildung 2.9 wird die Reaktion des ESC auf den kritischen Fahrzustand des Übersteuerns (Ausbrechen der Hinterachse in der Kurvenfahrt) beschrieben. Um den Zug in der Kurvenbahn zu halten, wird das vordere kurvenäußere Rad gebremst. Zusätzlich werden die Räder des Aufliegers beidseitig gebremst [61].

Je nach Einsatzgebiet und Hersteller ist das ESC mit einer weiteren Funktion ausgestattet, welche das Überrollen des Fahrzeuges verhindern soll. Diese Funktion berechnet stetig die maximal zulässige Querbeschleunigung des gesamten Zuges. Ist die tatsächli-

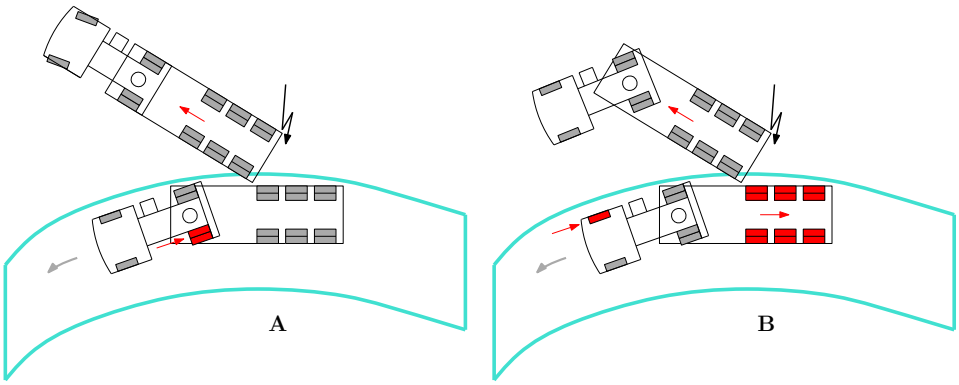

Abbildung 2.9 – ESC Eingriff bei kritischen Fahrzuständen in Anlehnung an [61]

che Querbeschleunigung des Zuges höher als die maximal zulässige Querbeschleunigung, reagiert die Funktion, indem sie bewirkt, dass die Geschwindigkeit des Zuges reduziert wird. Dies geschieht entweder über eine Verringerung des Antriebsmoments oder über das Aufbringen eines Bremsmoments. Vorausgesetzt, dass Zugmaschine und Anhänger eines Zuges mit dem elektronischen Bremssystem ausgestattet sind, ermöglicht diese Funktion das Detektieren von kurveninneren Rädern, die den Bodenkontakt verloren haben. Dies geschieht, indem die zur Verfügung stehenden Raddrehzahlen ausgewertet werden. Haben die Räder bereits den Bodenkontakt verloren, wirkt die Funktion entsprechend auf den Zug ein, um alle Räder zu einem sicheren Bodenkontakt zurückzuführen [61].

Bei der Modellbildung der Simulationsmethodik (Kapitel 5) und der Gestaltung der Betriebsstrategien (Kapitel 6) muss die Wechselwirkung mit den Fahrdynamikregelsystemen des elektronischen Bremssystems abgebildet werden.

2.2.3 Rad-Seiten-Lenken

Das Rad-Seiten-Lenken ist ein Ansatz, der durch eine gezielte Verteilung von Drehmoment an unterschiedlichen Antriebskomponenten eine Drehbewegung des Fahrzeuges um die Hochachse generiert. So wird eine Lenkbewegung erzeugt. Die Wirkungsweise basiert auf einer variablen Drehmomentverteilung, dem sogenannten Torque Vectoring [68]. Torque Vectoring findet in unterschiedlichen Bereichen der Fahrzeugtechnik Anwendung. So beschreiben *Yang et al.* die Optimierung der Fahrdynamik von Pkws mittels Torque Vectoring [103]. Den Einfluss von radindividuellen Bremseingriffen auf die Fahrdynamik von Kraftfahrzeugen beschreiben *Gienger et al.* [25]. Im Nutzfahrzeugbereich findet das Torque Vectoring Verwendung, um den Wendekreis der Fahrzeuge zu verringern. In [61] wird die gezielte Wendekreisverringerung von Nutzfahrzeugen mit Doppelachsaggregat auf losem Untergrund erläutert. Wenn der Lenkwinkel der Vorderräder des Fahrzeuges ausgereizt ist, werden zusätzlich die kurveninneren Räder der beiden Hinterachsen gebremst, woraus ein Drehmoment um die Hochachse (ein Giermoment) des Fahrzeuges

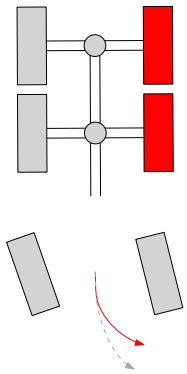

Abbildung 2.10 – Lenkunterstützung durch das gezielte Bremsen einzelner Räder in Anlehnung an [61]

resultiert. Eine zusätzliche Drehbewegung des Fahrzeuges ist die Folge. Dieses Bremsverhalten verringert den Wenderadius des Fahrzeuges. Nachteilig an diesem System ist, dass diese Art der Lenkunterstützung durch die Erzeugung von Verlustarbeit (Bremsen) und gegebenenfalls durch zusätzlichen Bremsenabrieb erkauft werden muss. Im Agrarbereich zeigt *Woopen* das Potenzial von gezieltem Torque Vectoring bei Traktoren, indem er die Reduzierung des Wenderadius durch den Einsatz von Torque Vectoring in hybriden Antriebssträngen erläutert [101].

2.2.4 Steuergerätearchitektur in der Nutzfahrzeugtechnik

Die grundlegende Funktionsweise von Steuergerätearchitekturen von aktuellen Nutzfahrzeugen werden vornehmlich anhand der Trucknology Generation des Nutzfahrzeugherstellers MAN Truck and Bus SE erläutert. Im Zuge des Aufbaus eines hybriden achsgeteilten Fahrzeugkonzepts (siehe Kapitel 4 und Kapitel 7) wird diese Steuergerätearchitektur in Kapitel 7 dieser Arbeit um elektrische Komponenten erweitert.

Steuergeräte beinhalten verschiedene Fahrzeugfunktionen. Um den Ansprüchen an moderne Nutzfahrzeuge bei Themen wie der Automatisierung, der Effizienzsteigerung und der Sicherheit gerecht zu werden, sind eine Vielzahl von Funktionen notwendig. Diese Funktionen werden auf unterschiedliche Steuergeräte verteilt (bspw. Motorsteuergerät, elektronisches Bremssystem usw.). Zur Berechnung von all diesen Funktionen müssen die Steuergeräte mit unterschiedlichsten Signalen versorgt werden. Um dies zu gewährleisten, werden u. a. Signale über Sensoren ermittelt und an Steuergeräte weitergegeben. Außerdem findet ein gegenseitiger Signalaustausch unter den Steuergeräten statt.

Die Entwicklung der sogenannten Elektrik/Elektronik-Architektur (E/E-Architektur) beschäftigt sich mit der Funktionsaufteilung auf unterschiedliche Steuergeräte sowie deren Vernetzung [105]. Zusätzlich sind diesbezüglich die richtige örtliche Positionierung sowie die korrekte Verkabelung der Steuergeräte wichtige Aufgaben. Außerdem muss die

Verteilung der notwendigen elektrischen Energie im Fahrzeug gewährleistet werden. Der Aufbau dieser Architektur gilt als eine der komplexesten Aufgabengebiete im modernen Nutzfahrzeugbau [105].

In modernen Nutzfahrzeugen finden sich zumeist umfangreich strukturierte Elektronik-Architekturen, in denen je nach Anwendungsbereichen unterschiedliche Steuergeräte gruppiert bzw. nebeneinander angeordnet werden. Für die Vernetzung der einzelnen Komponenten dieser Architektur hat sich vornehmlich das Controller Area Network (CAN) durchgesetzt. Dabei handelt es sich um ein Datenbus-System, das einen umfangreichen Datenverkehr zwischen gleichberechtigt angeschlossenen Systemen wie Sensoren oder Steuergeräten ermöglicht [61]. Das CAN-Bus-System wurde für die Fahrzeugtechnik entwickelt und ist auf deren Anforderungen zugeschnitten. Die Informationen werden den unterschiedlichen angeschlossenen Systemen über zweiadrige Leitungen zur Verfügung gestellt [61]. Ob die einzelnen Signale, die zusammengefasst in sogenannten Botschaften übertragen werden, für die Ausführung ihrer Aufgaben benötigt werden oder ignoriert werden können, entscheiden die angeschlossenen Systeme individuell [61].

In Abbildung 2.11 ist die CAN-Vernetzung der Steuergerätearchitektur der MAN Trucknology Generation visualisiert. Die CAN-Bus-Architektur ist in unterschiedliche

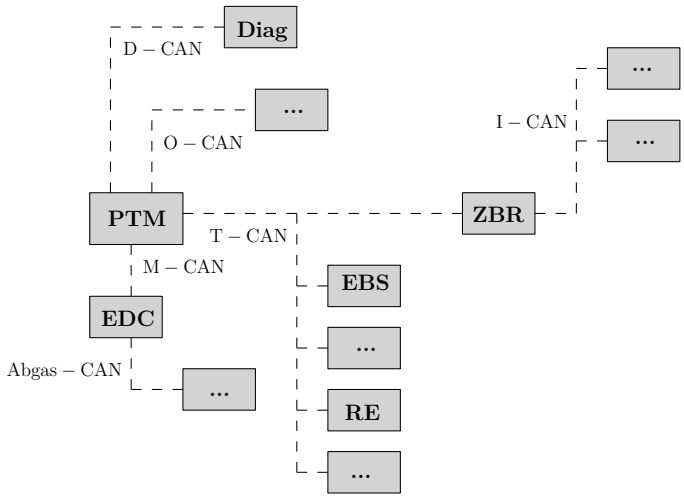

Abbildung 2.11 – CAN-Vernetzung der MAN Trucknology Generation in Anlehnung an [61]

Anwendungsbereiche aufgeteilt. So existiert der Triebstrang-CAN (T-CAN), über den u. a. das Steuergerät des elektrischen Bremssystems in die Architektur eingebunden ist. Über den Motor-CAN (M-CAN) ist das elektronische Steuergerät des Verbrennungsmotors (EDC) integriert. Es sind weitere CAN-Busse vorhanden, wie beispielsweise der Instrumenten-CAN (I-CAN) [61]. Auf die Beschreibung aller Anwendungsbereiche sowie der jeweils angeschlossenen Steuergeräte, Sensoren und Regelungssysteme wird in vorliegender Arbeit aus Gründen der Übersichtlichkeit verzichtet. Die zentralen Rech-

nersysteme des Fahrzeuges sind der Power Train Manager (PTM) sowie der zentrale Bordrechner (ZBR). Für die vorliegende Arbeit ist vor allem der PTM von Bedeutung. Hierin sind alle Daten des Antriebsstrangs gespeichert, die sich auf die Fahrzeugtypen und deren Varianten beziehen [61]. Des Weiteren bildet der PTM eine zentrale Stelle, in der die verschiedenen Ergebnisse aus unterschiedlichen Steuergeräten und Sensoren zusammengeführt, verrechnet oder gewichtet werden. In der Folge wechselwirkt der PTM mit den weiteren Steuergeräten der Architektur, um unterschiedliche Funktionsziele zu erreichen.

Soll die Architektur um ein weiteres Steuergerät ergänzt werden, beispielsweise für elektrische Komponenten im Zuge des Aufbaus von hybriden Fahrzeugkonzepten, dann muss auch dieses Steuergerät in passender Weise in die vorhandene Architektur eingebunden werden. Dies kann u. a. über die Einbeziehung eines weiteren CAN-Busses erfolgen. Eine andere effiziente Methode ist der sogenannte Bypass. Über die Bypass-Methode ist das Steuergerät (embedded system) über eine Echtzeitschnittstelle mit Steuergeräten der bereits bestehenden Architektur verbunden. Über diese Schnittstelle wird das zusätzliche Steuergerät mit der gesamten Architektur synchronisiert, sodass ein Datenaustausch stattfinden kann [96].

2.3 Methodiken zur Modellbildung sowie Funktionsentwicklung

Bei der Modellbildung wird eine virtuelle Abbildung von physikalischen Systemen sowie regelungstechnischen Einheiten vorgenommen. Unter der Funktionsentwicklung wird in dieser Arbeit die Anpassung der Regelungssysteme sowie anderer automatisierter Funktionen zur Einbindung in reale mechatronische Systeme verstanden. Der Stand der Technik zu diesen Themen ist in diesem Unterkapitel erläutert.

2.3.1 Entwicklung mechatronischer Systeme

Mechatronik ist ein Kunstwort, welches das enge Zusammenwirken von Mechanik, Elektrotechnik und Informationstechnik beschreibt. Damit wird zugleich eine Wechselwirkung von drei Disziplinen bezeichnet [46]. Mechatronische Elemente finden sich heute in einer Vielzahl aktueller Produkte. Oft können nur mithilfe solcher Elemente moderne Ansprüche im Hinblick auf den Automatisierungsgrad sowie auf Leistungsfähigkeit und Effizienz erfüllt werden. Um die Entwicklung mechatronischer Systeme effizient zu gestalten, gibt es verschiedene Hilfestellungen und Methodiken. Eine dieser Methodiken ist das sogenannte V-Modell (siehe Abbildung 2.12), das in der „Norm 2206 “ des Verbandes Deutscher Ingenieure (VDI) beschrieben ist. Das V-Modell beschreibt die Entwicklung eines mechatronischen Systems, begonnen bei der Definition der Anforderungen bis hin zur Fertigstellung des Produkts. Werden die einzelnen Teilschritte hierbei produktspezi-

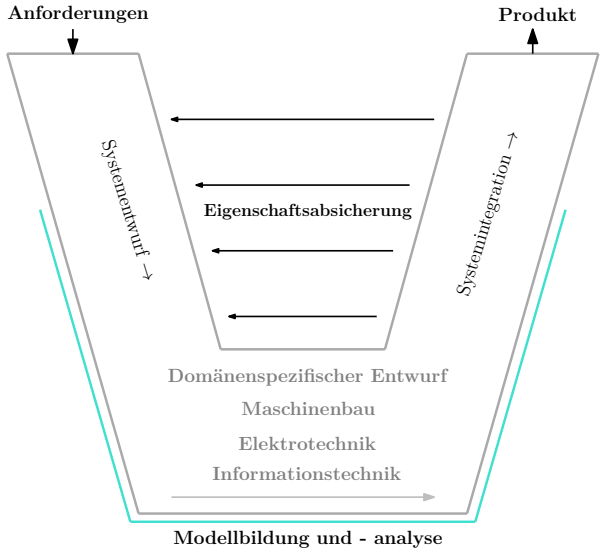

Abbildung 2.12 – Das V-Modell – Eine Entwicklungsmethodik für mechatronische Systeme in Anlehnung an [22]

fisch aufgegliedert und beschrieben, dann ist von einem erweiterten V-Modell die Rede [46].

Im Systementwurf werden primär die Anforderungen an das Produkt definiert und es wird spezifiziert, ob diese Anforderungen zuverlässig unter Berücksichtigung der bestehenden Kapazitäten umgesetzt werden können. Anschließend folgt der detaillierte Gesamtentwurf des Systems. Unter anderem werden die Positionierung einzelner Komponenten und deren Wechselwirkung bestimmt. Klare Schnittstellen zwischen einzelnen Komponenten (und damit verschiedenen Disziplinen) unterstützen die weiteren Entwicklungsschritte. Im nächsten Schritt folgen die Modellbildung und die Simulation einzelner Komponenten. Hierbei werden einzelne Komponenten domänenspezifisch (Mechanik, Elektronik, Regelung etc.) entworfen und ihr Verhalten beschrieben [46]. Im Zuge der Systemintegration werden die einzelnen Komponentenmodelle aus unterschiedlichen Disziplinen zu einem Gesamtsystem integriert und es wird ihr Wirken untersucht. So wird u. a. abgesichert, dass die gewünschten Eigenschaften der Komponenten einzeln und im Gesamtverbund erreicht werden. Neben dem Zusammenbau der einzelnen physikalischen Systemkomponenten gilt es auch, diejenigen Regelkomponenten und Funktionen in das Gesamtsystem einzubinden, die ein automatisiertes Betreiben des mechatronischen Systems ermöglichen. Diese regelungstechnischen Komponenten werden später auch in das reale mechatronische System eingebunden.

Zum Aufbau der regeltechnischen Komponenten und zur Integration in das Gesamtsystem sind verschiedene Schritte nötig. In der vorliegenden Arbeit findet hierzu das Rapid Control Prototyping Verwendung, das in Abschnitt 2.3.2 beschrieben ist und in Teilen auch dem hier beschriebenen V-Modell ähnelt. Neben dem simulativen Aufbau muss das mechatronische System auch in eine geeigneten Hardware eingebunden wer-

den. Hierzu gehört die Zusammenführung verschiedener Komponenten aus unterschiedlichen Disziplinen, so zum Beispiel die Integration elektrischer oder regelungstechnischer Komponenten in eine mechanische Grundstruktur. Damit entsteht schlussendlich ein in Software und Hardware integriertes mechatronisches Produkt. Dieses kann in System- und Feldtests geprüft, untersucht und mit den einhergehend entstandenen Erfahrungen verbessert werden [46].

2.3.2 Rapid Control Prototyping

Das Rapid Control Prototyping (RCP) ist eine anerkannte Methodik, um Funktionen zur Regelung und Steuerung an der zugehörigen Regelstrecke zu testen. Die Methodik ermöglicht die Beschleunigung des modellbasierten Software-Entwicklungsprozesses. Dieser Prozess wird verwendet, um Fahrzeugsteuergeräte zu programmieren [96]. Der grundlegende Ablauf ist nachfolgend dargestellt. Einzelne Elemente des RCP ähneln dem V-Modell (siehe Abschnitt 2.3.1). Das RCP gliedert sich in drei Entwicklungsphasen [1]:

- Systemsimulation
- Software in the Loop (SiL)
- Hardware in the Loop (HiL)

In der *Systemsimulation* ist die Regelstrecke simulativ abgebildet (in dieser Arbeit entspricht diese Simulation verschiedenen Fahrzeugkonzepten). Hierbei können bereits erste Regelungskonzepte in die Simulation eingebunden werden, welche die gleichen Stellgrößen nutzen, die im realen mechatronischen System (in dieser Arbeit das Demonstratorfahrzeug) angesprochen werden sollen. In dieser Entwicklungsphase gibt es keine Anforderung an das Echtzeitverhalten[4]. Die komplette Rechenleistung der Simulationsplattform wird für die Regelungsstruktur und die Regelstrecke verwendet. Dies bedeutet, dass auch solche Regelungssysteme eingebunden werden können, die einen hohen Rechenaufwand benötigen. So kann beispielsweise auch untersucht werden, welche Vorteile aufwendige Regelungssysteme haben. Folglich lässt sich abschätzen, ob es lohnend sein kann, solche aufwendige Regelungssysteme echtzeitfähig in ein reales mechatronisches System einzubetten [1].

In der Simulation *Software in the Loop* werden die oft objektbasiert entwickelten Regelfunktionen codiert und auf einem Rechner betrieben, also nicht auf Hardware überspielt. Die Aus- und Eingänge dieses Codes werden mit der Regelstrecke verbunden. Die Regelstrecke ist in der Realität aufgebaut. Die Verbindung der Regelungsstruktur und der

[4] Das Echtzeitverhalten wird nach der Norm DIN 44300 wie folgt beschrieben: „Unter Echtzeit versteht man den Betrieb eines Rechensystems, bei dem Programme zur Verarbeitung anfallender Daten ständig betriebsbereit sind, derart, dass die Verarbeitungsergebnisse innerhalb einer vorgegebenen Zeitspanne verfügbar sind. Die Daten können je nach Anwendungsfall nach einer zeitlich zufälligen Verteilung oder zu vorherbestimmten Zeitpunkten anfallen.“ [81]

Regelstrecke findet über die zugehörige Hardware statt (Sensorik, Aktorik) [1]. Somit kann die Regelungsstruktur bereits codiert, auf Rechenzeit, Reproduzierbarkeit etc. getestet werden. Ist die Regelstrecke nicht real vorhanden, kann sie auch als echtzeitfähiges Modell auf einem Rechner dargestellt werden [1] [46]. Auch dies ermöglicht, die codierte Regelungsstruktur zu validieren und zu testen.

Die dritte Entwicklungsphase ist die Simulation *Hardware in the loop*. Hier befindet sich die codierte Regelungsstruktur auf einer Hardware (z. B. auf einen Mikrocontroller). Diese Hardware ist mit der Regelstrecke, die virtuell in Echtzeit simuliert wird, gekoppelt [1] [46]. Diese Kopplung ermöglicht es, die Regelfunktionen im Hardwarebetrieb in verschiedensten Szenarien zu testen. Diese Szenarien können in der Regelstrecke virtuell abgefahren werden. Es ist keine Kopplung mit dem realen mechatronischen System nötig.

Werden in der Folge die codierten Regelfunktionen auf der Hardware mit dem realen mechatronischen System zusammengebracht, entsteht das komplett integrierte mechatronische System [46]. In vorliegender Arbeit stellt dies die Kopplung der auf die Hardware überspielten Regelfunktionen mit dem realen Demonstratorfahrzeug dar (siehe Abschnitt 7.4). Auf dem Weg, dieses integrierte mechatronische System in Betrieb zu nehmen, hilft das Rapid Control Prototyping. Es werden Verbesserungen, Tests und Validierungen an und mit der Regelungsstruktur ermöglicht, ohne dass das komplette integrierte mechatronische System bereits zu Beginn vorliegen muss. Das beschleunigt den Prozess der Regelungsentwicklung und minimiert Fehler in der Regelung, bereits bevor am kompletten integrierten mechatronischen System getestet wird. In Teilen findet die Methodik des RCP in der vorliegenden Arbeit Verwendung. Hierbei sei auf Kapitel 5, Kapitel 6 und Kapitel 7 verwiesen.

3 Grundlagen

3.1 Fahrzeugdynamik

Dieses Kapitel beschreibt die Grundlagen zur Fahrzeugdynamik, die in dieser Arbeit relevant sind. Es wird auf Mehrkörpersysteme, das Zweispurmodell sowie die Fahrwiderstände eingegangen. Auch werden Grundlagen zum verwendeten Reifenmodell erläutert.

3.1.1 Mehrkörpersysteme

Mehrkörpersysteme sind die Grundlage für die Mehrkörpersimulation. Die in dieser Arbeit verwendeten Fahrzeugmodelle (siehe Abschnitt 5.1.1), welche die Fahrdynamik abbilden, sind als Mehrkörpersysteme modelliert. Mit Mehrkörpersystemen können reale technische Systeme idealisiert dargestellt werden [6] [100]. Verwendung finden dazu drei Elementklassen, mit denen das gesamte System aufgebaut ist (siehe Abbildung 3.1) [100] [41]:

Körper sind entweder idealisiert starr oder linear elastisch deformierbar modelliert [6]. In dieser Arbeit werden vorwiegend starre Körper verwendet. Diese werden durch ihre Schwerpunktlage sowie die Trägheitseigenschaften Masse und Trägheitstensor beschrieben [41] [6].

Gelenke sind masselos und reibungsfrei. Sie erzeugen eine kinematische Kopplung zwischen zwei Körpern. Hierbei beschränken sie die Bewegungsfreiheit der Körper untereinander [41].

Kraftelemente bilden Kräfte bzw. Momente zwischen den Körpern ab, zwischen denen sie eingebunden sind. Zum einen können solche Kraftelemente einfache Komponenten wie Federn oder Dämpfer modellieren. Zum anderen ist auch die Einbindung komplexerer Systeme wie Reifenmodelle möglich [41].

Um Elemente zu koppeln, sind ihnen als Kontaktpunkte körperfeste Koordinatensysteme zugeschrieben. Ein Inertial-Koordinatensystem stellt die Bezugsbasis dar [41].Um Mehrkörpersysteme zu simulieren, finden meist kommerzielle Software-Werkzeuge Verwendung. In dieser Arbeit wird das Tool *Simpack* von Dassault Systems verwendet. Es beinhaltet eine vorgefertigte Bibliothek mit verwendbaren Elementen. Hierzu gehören neben Kraftelementen und Körpern auch Gelenke. Ebenso kann auf Module zurückgegriffen werden, welche verschiedene Elemente (Körper, Gelenke, Kraftelemente) zu

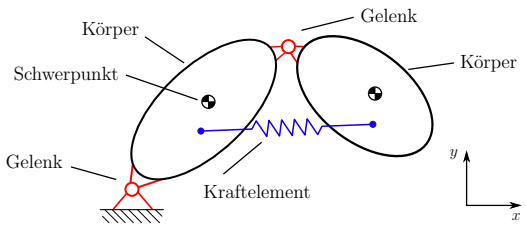

Abbildung 3.1 – Elemente klassischer Mehrkörpersysteme nach [41]

technischen Systemen, wie Getrieben zusammenfassen. Als Beispiel ist ein Modul zu nennen, welches verschiedene Gelenke zu einem Planetengetriebe appliziert. Vorgebbare Parameter ermöglichen die Definition der Getriebeübersetzung. Ebenso bietet *Simpack* eine Schnittstelle, um Mehrkörpersysteme mit *Matlab/Simulink* zu koppeln. Dies ist vorteilhaft, da sich *Matlab/Simulink* zur Programmierung regelungstechnischer Applikationen eignet.

Die Simulationssoftware für Mehrkörpersysteme ist in die Bereiche *Pre-Prozessor*, *Solver* und *Post-Prozessor* dreigeteilt. Im *Pre-Prozessor* wird die Modellstruktur des zu untersuchenden Mehrkörpersystems definiert. Außerdem finden hier die Parametrisierung des Systems sowie die Bestimmung der Testmanöver statt. Das Produkt des *Pre-Prozessors* ist ein Modellcode, der das Mehrkörpersystem beschreibt [45]. Der *Solver* überführt diesen Modellcode in ein System von Differentialgleichungen, welche mit nummerischer Integration gelöst werden. Auf die Dauer, die Stabilität und die Güte des Rechenprozesses kann durch Optionen in den Integrationsalgorithmen Einfluss genommen werden [45]. Der *Post-Prozessor* ermöglicht die Darstellung der Ergebnisse. Signale, wie Drehmomente oder Geschwindigkeiten, können an den entsprechenden Kraftelementen, Gelenken oder Körpern abgelesen werden. Auch Animationen werden hier erstellt.

3.1.2 Zweispurmodell

Die Herleitung des Zweispurmodells dient als Grundlage für Teile der Regelungsstrategie (siehe Kapitel 6). Das Zweispurmodell ermöglicht es, die Auswirkungen von radselektiver Drehmomentverteilung auf das Gesamtfahrzeug abzubilden.

3.1.2.1 Fahrzeugkoordinatensystem

Bei der Fahrdynamik wird oft zwischen der Längsdynamik, der Querdynamik und der Vertikaldynamik unterschieden. Um die dynamischen Bewegungen eines Fahrzeuges zu beschreiben, kann ein Koordinatensystem nach ISO 8855 verwendet werden (siehe Abbildung 3.2). Die x-Achse des Koordinatensystems (Längsachse des Fahrzeuges) ist dabei nach vorne gerichtet, die y-Achse, auch Querachse genannt, steht senkrecht zur x-Achse und zeigt nach links. Die Hochachse des Fahrzeuges ist durch die z-Achse beschrieben und steht senkrecht zur x Achse und y-Achse [61]. Anhand der drei Koordi-

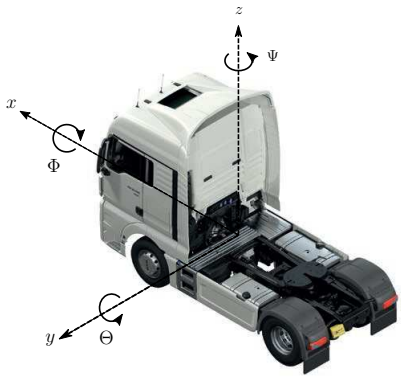

Abbildung 3.2 – Koordinatensystem für Fahrzeuge nach ISO 8855 in Anlehnung an [61]

natenachsen lassen sich die unterschiedlichen Bewegungsformen des Fahrzeuges beschreiben. Entlang der Längsachse des Fahrzeuges finden die Bewegungen Beschleunigen und Verzögern statt. Drehbewegungen um diese Achse werden als Wanken (Φ) bezeichnet. Querbewegungen sind an der y-Achse orientiert. Als Nicken (Θ) werden Drehbewegungen um die y-Achse bezeichnet. Das sogenannte Huben, also das Heben und Senken des Fahrzeuges, findet entlang der Hochachse statt. Bei Drehbewegungen um die Hochachse wird vom Gieren (Ψ) gesprochen [68] [61] [34]. In der folgenden Herleitung wird angenommen, dass das Fahrzeug keine vertikalen Anregungen erfährt. Die Betriebsstrategie, für welche die Bewegungsgleichungen des Zweispurmodells als Grundlage dienen, bezieht die vertikale Anregung des Fahrzeuges anderweitig mit ein (siehe Kapitel 6), sodass sie hier nicht betrachtet werden muss. In der Folge vereinfachen sich die Bewegungsgleichungen für das Zweispurmodell. Das Gierverhalten, das im Zuge der radindividuellen Drehmomentverteilung entsteht, wird durch das Modell idealisiert beschrieben. Die vertikale Geschwindigkeit, das Nicken sowie das Wanken des Fahrzeuges werden somit null ($\mathrm{v_z} = 0$; $\Theta = 0$; $\Phi = 0$). Um die Bewegungen mathematisch abzubilden, sind die beschriebenen Fahrzeugbewegungen als Geschwindigkeiten und Drehgeschwindigkeiten in Gleichung 3.1 abgebildet.

$$\boldsymbol{v} = \begin{bmatrix} v_x \\ v_y \\ 0 \end{bmatrix}, \ \boldsymbol{\omega} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ \dot{\psi} \end{bmatrix} \tag{3.1}$$

3.1.2.2 Bewegungsdifferentialgleichungen

Die Bewegungsdifferentialgleichungen des Zweispurmodells werden anhand eines Nutzfahrzeuges mit der Radformel 6 x 6 hergeleitet. In dieser Herleitung werden die drei Fahrwiderstände Rollreibungs -, Steigungs - und Luftströmungswiderstand nicht berücksichtigt. Sie werden in Abschnitt 3.1.3 eingeführt.

Die Bewegung eines Körpers in seinem körperfesten Koordinatensystem ist zum einen

durch das zweite Newtonsche Gesetz beschrieben [11] [53]:

$$\sum_i \boldsymbol{F_i} = m\ \dot{\boldsymbol{v}} \tag{3.2}$$

Die am Körper angreifenden Kräfte erzeugen eine Beschleunigung der Masse, sofern sie sich nicht gegenseitig aufheben. Zum anderen lässt sich die rotierende Bewegung durch den Drehimpulssatz, hier am Beispiel um die Hochachse, berechnen [11] [53]. Als Bezugspunkt ist der Schwerpunkt des Körpers gewählt. Bei J_z handelt es sich um das Massenträgheitsmoment um die Hochachse des Körpers.

$$\boldsymbol{M_z} = \sum_i \boldsymbol{M_{z,i}} = J_z\ \ddot{\Psi} \tag{3.3}$$

Die Kräfte, deren Wirkungslinien nicht den Schwerpunkt schneiden, erzeugen eine rotatorische Beschleunigung, sofern sie sich nicht gegenseitig aufheben. Die an den Rädern des Fahrzeugs anliegenden Kräfte, bezogen auf das Fahrzeugkoordinatensystem, sind in den Gleichungen 3.4 und 3.5 beschrieben [53].

$$\sum_{i=1}^{6} F_{x,i} = F_{x,FAL} + F_{x,FAR} + F_{x,RA1L} + F_{x,RA1R} + F_{x,RA2L} + F_{x,RA2R} \tag{3.4}$$

$$\sum_{i=1}^{6} F_{y,i} = F_{y,FAL} + F_{y,FAR} + F_{y,RA1L} + F_{y,RA1R} + F_{y,RA2L} + F_{y,RA2R} \tag{3.5}$$

Die Räder der Vorderachse sind durch die Abkürzungen FAR (Vorderachse rechts) und FAL (Vorderachse links) beschrieben, während die Räder der ersten und zweiten Hinterachse mit den Abkürzungen RA1R (erste Hinterachse rechts), RA1L (erste Hinterachse links) sowie RA2R (zweite Hinterachse rechts) und RA2L (zweite Hinterachse links) bezeichnet sind. Als Zuteilungslogik der Indizes gilt für diese Arbeit:

$$i = [FAL,\ FAR,\ RA1L,\ RA1R,\ RA2L,\ RA2R] = [1,\ 2,\ 3,\ 4,\ 5,\ 6] \tag{3.6}$$

Die Kräfte der einzelnen Räder entlang der x-Koordinate werden zur Gesamtkraft in dieser Richtung summiert. Analog findet dies für die y-Koordinate statt. Zur Beschreibung der Fahrzeugbewegung folgt [53]:

$$\sum_{i=1}^{6} F_{x,i} = m\ \dot{v}_x \tag{3.7}$$

$$\sum_{i=1}^{6} F_{y,i} = m\ \dot{v}_y \tag{3.8}$$

$$\sum_{i=1}^{6} M_{z,i} = J_z\ \ddot{\psi} \tag{3.9}$$

Der Index i beschreibt die sechs Räder des Modells. Die Bewegung des Fahrzeuges entlang der Längs- und der Querachse ist durch die Gleichungen 3.7 und 3.8 beschrieben. Die Gleichung 3.9 beschreibt die Drehbewegung des Fahrzeuges um die Hochachse. Als M_z wird das am Fahrzeug angreifende Drehmoment um die Hochachse, also das Giermoment, bezeichnet. Die Abbildung 3.3 zeigt die Draufsicht auf das Fahrzeugmodell mit den anliegenden Kräften sowie den beschriebenen Bewegungen. Zusätzlich ist im Schwerpunkt der Schwimmwinkel β dargestellt. Die Spurweite ist mit b, die Achsabstände sind mit l beschrieben, wobei die entsprechenden Indizes angefügt wurden. Die an den Rä-

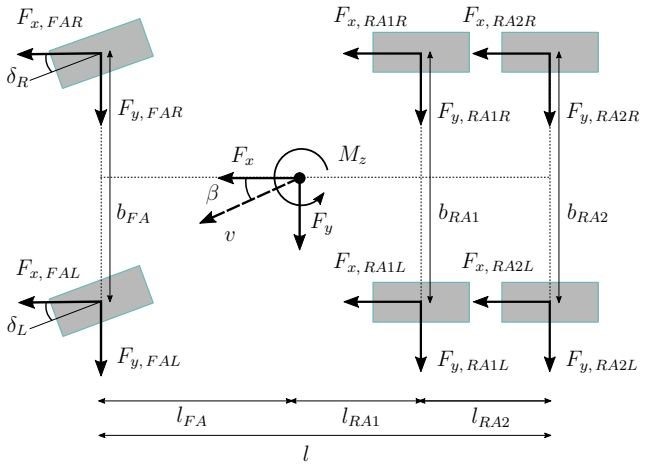

Abbildung 3.3 – Fahrzeugschema mit Radformel 6 x 6

dern anliegenden Kräfte sind im fahrzeugeigenen Koordinatensystem beschrieben. Für die gelenkten Räder der Vorderachse müssen hierzu die am Rad anliegenden Kräfte aus dem radeigenen Koordinatensystem in das fahrzeugeigene Koordinatensystem überführt werden. Dies erfolgt mit der in Gleichung 3.10 erläuterten Matrix, welche die Lenkwinkel für das linke (δ_l) und für das rechte (δ_r) Rad der Vorderachse berücksichtigt.

$$\begin{bmatrix} F_{x,i} \\ F_{y,i} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} cos(\delta_i) & -sin(\delta_i) \\ sin(\delta_i) & cos(\delta_i) \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} {}_RF_{x,i} \\ {}_RF_{y,i} \end{bmatrix}, \; i \in [FAL, FAR] \tag{3.10}$$

Die Radkräfte ${}_RF_{x,i}$ und ${}_RF_{y,i}$ im radeigenen Koordinatensystem werden durch die Rotationsmatrix in das auf das Fahrzeug bezogene Koordinatensystem transformiert. Für die vier Räder der beiden Hinterachsen entspricht das radeigene Koordinatensystem dem fahrzeugeigenen Koordinatensystem, sodass gilt:

$$\sum_{i=3}^{6} F_{x,i} = \sum_{i=3}^{6} {}_RF_{x,i} \tag{3.11}$$

$$\sum_{i=3}^{6} F_{y,i} = \sum_{i=3}^{6} {}_RF_{y,i} \tag{3.12}$$

Die gegebenen Gleichungen werden zusammengeführt und weiter umgeformt. Für die Beschreibung der longitudinalen und lateralen Fahrzeugbewegung kann die Beschreibung der Längsbeschleunigung $\dot{v}_x$, der Querbeschleunigung $\dot{v}_y$ und der Gierbeschleunigung $\ddot{\psi}$ herangezogen werden. Für die Bewegungsgleichungen des nichtlinearen Zweispurmodells aus Abbildung 3.3 folgt demnach [53]:

$$\dot{v_x} = \frac{1}{m}\left[\sum_{i=1}^{2}\left({}_RF_{x,i}\ \cos(\delta_i) -_R F_{y,i}\ \sin(\delta_i)\right) + \sum_{i=3}^{6} F_{x,i}\right] \tag{3.13}$$

$$\dot{v_y} = \frac{1}{m}\left[\sum_{i=1}^{2}\left({}_RF_{x,i}\ \sin(\delta_i) +_R F_{y,i}\ \cos(\delta_i)\right) + \sum_{3}^{6} F_{y,i}\right] \tag{3.14}$$

$$\begin{aligned}\ddot{\psi} = \frac{1}{J_z}\Bigg[& l_{FA}\ \sum_{i=1}^{2}\left({}_RF_{x,i}\ \sin(\delta_i) +_R F_{y,i}\ \cos(\delta_i)\right) \\ & +\frac{b_{FA}}{2}\ \left(-{}_RF_{x,1}\ \cos(\delta_1) +_R F_{y,1}\ \sin(\delta_1) +_R F_{x,2}\ \cos(\delta_2) -_R F_{y,2}\ \sin(\delta_2)\right) \\ & +\frac{b_{RA1}}{2}\ (-F_{x,3} + F_{x,4}) - l_{RA1}\ (F_{y,3} + F_{y,4}) \\ & +\frac{b_{RA2}}{2}\ (-F_{x,5} + F_{x,6}) - (l_{RA1} + l_{RA2})\ (F_{y,5} + F_{y,6})\Bigg]\end{aligned} \tag{3.15}$$

3.1.3 Fahrwiderstände

Damit sich ein Fahrzeug in Längsrichtung bewegt, muss eine Längsantriebskraft F_x erzeugt werden. Diese muss die anliegenden Fahrwiderstände überwinden und außerdem die gewünschte Beschleunigung des Fahrzeuges ermöglichen.

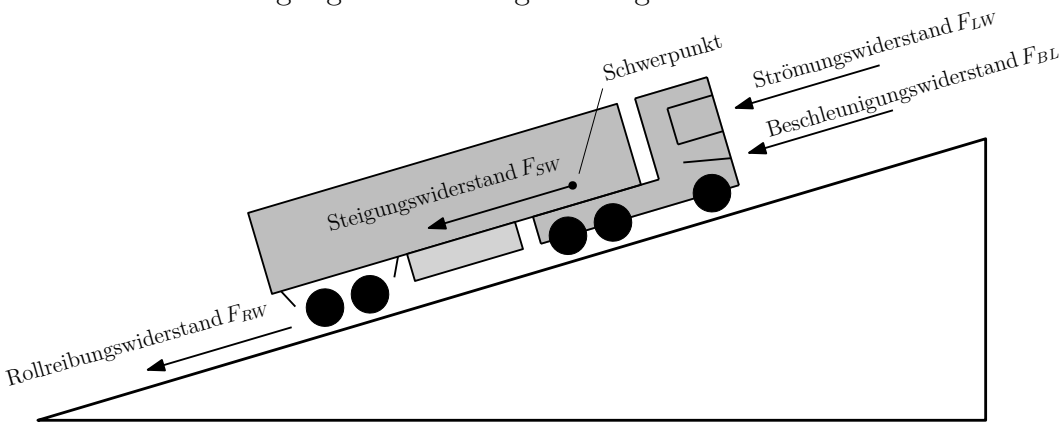

Abbildung 3.4 – Fahrwiderstände an einem Lkw in der schiefen Ebene

Die Fahrwiderstände können als Kräfte ausgedrückt werden (siehe Abbildung 3.4): Luftströmungswiderstand F_{LW}, Rollwiderstand F_{RW} sowie Steigungswiderstand F_{SR} [40]. Der sogenannte Beschleunigungswiderstand F_{BW} beschreibt die Kraft, die nötig ist, um die

gewünschte Beschleunigung des Fahrzeuges zu erreichen. Physikalisch handelt es sich hierbei um keinen Widerstand. Für die Beschreibung der resultierenden Längsantriebskraft F_x bietet sich diese Darstellung jedoch an. Für F_x gilt:

$$F_x = -F_{FW} = F_{LW} + F_{RW} + F_{SW} + F_{BW} \tag{3.16}$$

Die Summe aller Fahrwiderstandskräfte wird durch F_{FW} beschrieben. Der Luftströmungswiderstand F_{LW} ist durch ein Produkt mit vier Faktoren bestimmt. Zum einen gehen hier die Luftdichte ρ und die Fahrzeuggeschwindigkeit in Längsrichtung v_x ein. Zum anderen sind die projizierte Fläche A des Fahrzeuges in Längsrichtung und der Strömungswiderstandskoeffizient c_W ein Teil des Produkts.

$$F_{LW} = \frac{1}{2} \cdot \rho \; v_x^2 \cdot A \cdot c_W \tag{3.17}$$

Für den Rollreibungswiderstand F_{RW} folgt:

$$F_{RW} = m_{ges} \cdot g \cdot f_{roll} \; \cos(\alpha) \tag{3.18}$$

Dieser Rollreibungswiderstand ist folglich ein Produkt aus der Masse des Fahrzeugs m_{ges}, der Gravitationskonstante g und dem dimensionslosen Rollreibungswiderstandsbeiwert f_{roll}. Zusätzlich geht die Steigung über $\cos(\alpha)$ in die Berechnung mit ein. Der Winkel α stellt den Steigungswinkel der Strecke dar. Dieser Winkel findet auch in der Funktion des Steigungswiderstandes F_{SW} Verwendung. Durch das Produkt der Masse des Fahrzeuges m_{ges}, der Gravitationskonstante g und $\sin(\alpha)$ ist dieser bestimmt.

$$F_{SW} = m_{ges} \cdot g \cdot \sin(\alpha) \tag{3.19}$$

Der Beschleunigungswiderstand F_{BW} ist durch das Produkt aus Fahrzeugmasse m_{ges} und der Beschleunigung $\dot{v}_x$ des Fahrzeugs bestimmt.

$$F_{BW} = m_{ges} \cdot \dot{v}_x \tag{3.20}$$

Die Summe dieser Kräfte ergibt die Gesamtwiderstandskraft F_{FW}. Diese Kraft muss durch den Antrieb des Fahrzeuges (F_x) erzeugt werden, um die gewünschte Bewegung des Fahrzeuges zu erreichen.

3.1.4 Reifenverhalten

Der Reifen ist als Kontaktelement zwischen Fahrzeug und Fahrbahn mit entscheidend für den Vortrieb des Fahrzeuges. Er erfährt drei Kraftarten. Über ein Antriebs- und Bremsmoment wird eine *Längskraft* am Reifen eingeleitet. Des Weiteren wird im Zuge der Querführung des Rades eine *Querkraft* erzeugt. Außerdem wirkt die *Vertikalkraft*, die durch die Radaufstandskraft auf das Rad ausgeübt wird. Die Kraftübertragung zwischen

Reifen und Untergrund erfolgt über die Radaufstandsfläche. Es wird angestrebt, eine Haftreibung zwischen Reifen und Fahrbahn zu erreichen, was bedeutet, dass das Rad entlang der Straße abrollen und nicht gleiten soll. Hintergrund für diese Forderung ist, dass das Haftverhalten mehr Kraftschlusspotenzial birgt als das Gleiten. Die maximal übertragbare Gesamtkraft $F_{h,\,max}$ des Reifens an der Haftgrenze ist vereinfacht wie folgt definiert [68]:

$$F_{h,\,max} = \mu_h \cdot {}_R F_z \tag{3.21}$$

Die maximal übertragbare Gesamtkraft $F_{h,\,max}$ bestimmt sich aus dem Produkt der Radaufstandskraft ${}_R F_z$ und dem maximalen Kraftschlussbeiwert μ_h zwischen Reifen und Untergrund. Der Kraftschlussbeiwert ist eine nichtlineare Funktion des Schlupfes, der bei optimalem Schlupf seinen maximalen Wert annimmt. Für detailliertere Beschreibungen hierzu sei auf [18] verwiesen.

Die Gesamtkraft lässt sich vektoriell in eine Längskraft und eine Querkraft aufteilen. Die übertragbare Längskraft ${}_R F_x$ ist eine nichtlineare Funktion mehrerer Größen. Sie ist abhängig von der Radaufstandskraft ${}_R F_z$, dem Längsschlupf s_x sowie dem Kraftschlussbeiwert μ [18].

$${}_R F_x = f({}_R F_z,\, \mu,\, s_x) \tag{3.22}$$

Der Längsschlupf resultiert aus der Differenz bzw. aus dem Verhältnis zwischen der Geschwindigkeit des Rades in Umfangsrichtung $\omega \cdot r_{dyn}$ (ω = Drehgeschwindigkeit; r_{dyn} = dynamischer Reifenradius) und der Geschwindigkeit am Radmittelpunkt v_x. Soll durch einen Reifen eine Längskraft aufgebaut werden, so ist ein gewisser Längsschlupf Voraussetzung. Für den Antriebsfall ist der Längsschlupf s_x in Gleichung 3.23 beschrieben [18]:

$$s_x = \frac{\omega \cdot r_{dyn} - v_x}{\omega \cdot r_{dyn}} \tag{3.23}$$

Die Querkraft des Reifens zeigt ebenso das Verhalten einer nichtlinearen Funktion, welche von der Radaufstandskraft ${}_R F_z$ und dem Schräglaufwinkel α abhängig ist [18].

$${}_R F_y = f({}_R F_z,\, \alpha) \tag{3.24}$$

Als Schräglaufwinkel wird der Winkel bezeichnet, der sich zwischen der Reifenlängsachse und der Bewegungsrichtung des Reifens, also der Richtung der Reifengeschwindigkeit, aufbaut [18]. Eine weitere Möglichkeit, die Querkraft ${}_R F_y$ zu beschreiben, ist die Funktion des lateralen Schlupfes s_y.

$${}_R F_y = f({}_R F_z,\, s_y) \tag{3.25}$$

Der laterale Schlupf berechnet sich aus dem Quotienten zwischen der Quergeschwindigkeit des Radaufstandspunktes v_y und der Umfangsgeschwindigkeit des Rades.

$$s_y = \frac{v_y}{\omega \cdot r_{dyn}} \tag{3.26}$$

In vielen Anwendungsfällen müssen Reifen sowohl Längs- als auch Querkräfte übertragen, beispielsweise in einer beschleunigten Kurvenfahrt. Hierbei treten sowohl ein Längsschlupf als auch ein Querschlupf auf. Es wird vom kombinierten Schlupf gesprochen.

Der Zusammenhang zwischen der maximal übertragbaren Längs- und Querkraft sowie der maximal übertragbaren Gesamtkraft kann im Kammschen Kreis visualisiert werden [68]. Hierbei wird angenommen, dass die übertragbare Gesamtkraft $F_{h,\,max}$ des Reifens

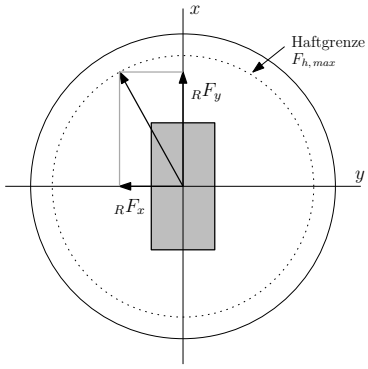

Abbildung 3.5 – Kammscher Kreis in Anlehnung an [77]

über den Satz des Pythagoras mit der übertragbaren Längskraft $_RF_x$ und der Querkraft $_RF_y$ zusammenhängt. Damit die Haftgrenze in solchen Anwendungsfällen nicht überschritten wird, muss die Ungleichung 3.27 eingehalten werden.

$$F_{h,\,max} \geq \sqrt{{}_RF_x^2 + {}_RF_y^2} \tag{3.27}$$

Wird diese Ungleichung nicht eingehalten, dann wandert der Kraftschluss zwischen Reifen und Untergrund aus dem Haftbereich in den Gleitbereich.

3.1.4.1 Reifenmodell TMeasy

Da die Reifen-Boden-Interaktion sehr komplex ist, wird in dieser Arbeit für die realistische Modellierung das kommerzielle Reifenmodell TMeasy [78] verwendet. Es handelt sich dabei um ein halbphysikalisches Reifenmodell, welches das nichtlineare dynamische Reifenverhalten durch Berechnung der Reifenkräfte in der Ebene der Radaufstandsfläche approximiert [78]. Dieses Modell eignet sich für die Untersuchungen in dieser Arbeit, weil es zum einen genaue und zum anderen zeiteffiziente Simulationen ermöglicht. Gerade für

die Durchführung von vielen Simulationen unterschiedlicher Fahrzeug-Konfigurationen in verschiedenen Szenarien ist dies vorteilhaft.

Nachfolgend wird ein kurzer Überblick über die Zusammenhänge des Reifenmodells gegeben. Die Bestimmung des Längsschlupfes s_x ist ähnlich wie in Gleichung 3.23 dargestellt, während sich die Bestimmung des Querschlupfes s_y an Gleichung 3.26 anlehnt [88]. Die Reifenkräfte $F_x = F_x(s_x)$ und $F_y = F_y(s_y)$ werden in Abhängigkeit vom Längs- und Querschlupf berechnet [88]. Wie in [78] beschrieben, werden diese Kräfte durch verschiedene Parameter bestimmt. Hier sind einerseits die charakteristischen Werte s_x^M, s_y^M (Schlupfwerte am Kraftmaximum) und die Gleitgrenzen s_x^S, s_y^S genannt, andererseits auch die Steigung dF_x^0, dF_y^0, die Größe des Kraftmaximums F_x^M, F_y^M und die Gleitkräfte dF_x^S, dF_y^S [88]. In Abhängigkeit vom Quer- und Längsschlupf (s_x, s_y) wird der kombinierte Schlupf s definiert [88]. Damit kann die kombinierte Reifenkraft als $F = F(s)$ definiert werden. Sie wird, wie in [88] gezeigt durch die charakteristischen Parameter dF^0, s^M, F^M, s^S und F^S bestimmt und ist durch die entsprechenden Parameter für den Quer- und Längsschlupf berechnet.

3.2 Antriebsstrang-Komponenten

3.2.1 Konventioneller Antriebsstrang

Das folgende Unterkapitel erläutert die Grundlagen zum konventionellen Antriebsstrang, wobei hier zwischen dem Verbrennungsmotor sowie dem restlichen Antriebsstrang unterschieden wird.

3.2.1.1 Verbrennungsmotor

Der Verbrennungsmotor ist eine Wärmekraftmaschine. Der Motor wandelt die im Kraftstoff gespeicherte chemische Energie durch einen Verbrennungsprozess in Bewegungsenergie um. In der Fahrzeugtechnik findet der Hubkolbenmotor Verwendung. Im Brennraum dieses Motors entsteht bei der Zündung des dort eingebrachten Luft-Kraftstoff-Gemisches ein Gasdruck, der auf den Kolben wirkt. Mithilfe von Pleuelstange und Kurbelwelle entsteht eine rotatorische Bewegung an der Kurbelwelle. Der Kreislauf des Luft-Kraftstoff-Gemisches erfolgt in modernen Motoren nach dem Vier-Takt-Prinzip. Dieses Prinzip beinhaltet die Takte ‚Ansaugen', ‚Verdichten', ‚Verbrennen' und ‚Ausstoßen' [64]. Im Nutzfahrzeugsektor finden überwiegend Diesel-Viertaktmotoren mit Turboaufladung Verwendung [67].

In dieser Arbeit wird das nicht frequente, dynamische Verhalten des Verbrennungsmotors modelliert, da dieses den Aufbau des Antriebsmoments in konventionellen Antriebssträngen beeinflusst. Entsprechend wird auch in den Grundlagen das dynamische Verhalten von Verbrennungsmotoren beschrieben. Die dynamische Umsetzung des Soll-Drehmoments, welches aus der übergeordneten Fahrzeugsteuerung zugeteilt wird, hängt

von unterschiedlichen Faktoren ab. Zum einen gibt es mechanische Einflüsse. An der Kurbelwelle eines Verbrennungsmotors wird das Drehmoment M_{KW} abgegeben. Die Drehgeschwindigkeit sei durch ω_{Motor} beschrieben. Das Ersatzmassenträgheitsmoment für den gesamten Motor ist mit J_{Motor} bezeichnet. Es beinhaltet neben der Trägheit der Kurbelwelle auch den Einfluss von Kolben- und Pleuelmassen. Für den mechanischen Einfluss auf die Dynamik des Verbrennungsmotors folgt [58]:

$$M_{KW} = M_{Motor} - J_{Motor} \cdot \dot{\omega}_{Motor} \tag{3.28}$$

Das Produkt $J_{Motor} \cdot \dot{\omega}_{Motor}$ stellt das durch die Winkelbeschleunigung und die Drehträgheit des Motors induzierte Moment dar, welches im Zuge des Beschleunigens des Motors entsteht. Es wird durch das effektive Motormoment M_{Motor} überwunden. Die Differenz aus M_{Motor} und $J_{Motor} \cdot \dot{\omega}_{Motor}$ ergibt das Kurbelwellenmoment M_{KW}. Das effektive Motormoment M_{Motor} wiederum ist als die Differenz aus dem Verbrennungsmoment M_{VB} und dem Verlustmoment M_{VM} definiert [58].

$$M_{Motor} = M_{VB} - M_{VM} \tag{3.29}$$

Werden diese Größen jeweils über zwei Motorumdrehungen gemittelt, kann die Kurbelwellenungleichförmigkeit vernachlässigt werden, die im Zuge des Arbeitsverhaltens des Motors entsteht [58]. Für die Beschreibung der dynamischen Einflüsse der Nebenaggregate sei auf [58] verwiesen.

Einen weiteren Einfluss auf das dynamische Verhalten von Verbrennungsmotoren stellt die Aufladung der Luft dar, die in den Brennraum eingeführt wird. Hierzu hat sich der Abgas-Turbolader etabliert (siehe Abbildung 3.6). Der Turbolader hat das Ziel, den Ladedruck der Luft zu erhöhen. Hierzu wird ein Turbinenrad vom Abgasstrom des Verbrennungsmotors durchströmt. Es resultiert ein Drehmoment, das am Turbinenrad angreift. Über eine gelagerte Welle wird das Drehmoment auf das Verdichterrad übertragen. Das

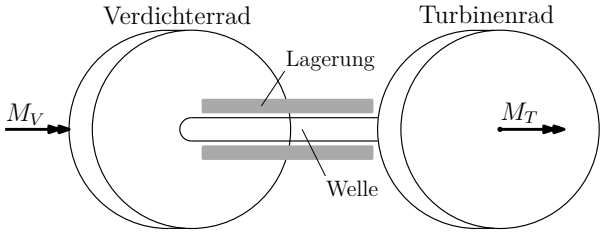

Abbildung 3.6 – Skizze des Laufzeugs eines Turboladers in Anlehnung an [48]

Turbinenrad, die Welle und das Verdichterrad werden zusammen als Laufzeug bezeichnet [48]. Das Verdichterrad saugt Umgebungsluft an und führt sie verdichtet in den Einlasstrakt des Verbrennungssystems. Die Wirkung des Verdichterrades und somit des gesamten Turboladers hängt von der Energie des Abgasstromes ab, welcher durch das Turbinenrad gewandelt werden kann. Dieser ist wiederum von Faktoren wie dem aktu-

ellen Betriebspunkt des Motors bzw. der Temperatur des Abgases abhängig. Nach [48] weist das Laufzeug von Turboladern ein PT1-Verhalten[1] auf.

Außerdem wird die Dynamik von Verbrennungsmotoren durch die Einführung der Luft in den Brennraum, welche über den Einlasstrakt erfolgt, beeinflusst. Für die Modellierung solcher Einflüsse verweist *Hülsmann* auf die Verwendung von PT1-Gliedern [44]. Die Dynamik der Luftbewegung im Einlasstrakt nimmt u. a. Einfluss auf das sogenannte Saugverhalten des Verbrennungsmotors. Damit wird das Verhalten des Motors beschrieben, das vorwiegend vor der Wirkung des Abgas-Turboladers zur Geltung kommt. Zusätzlich wird die Dynamik von Verbrennungsmotoren von weiteren Faktoren beeinflusst, beispielsweise der heute üblichen elektronischen Steuerung der Motoren.

Bei der Modellbildung von Verbrennungsmotoren können unterschiedliche Verfahren und auch Komplexitätstiefen angewandt werden [74]. Zur Modellierung der Dynamik von Verbrennungsmotoren in ihrer Gesamtheit oder in einzelnen Teilen zeigt *Hülsmann* die Verwendung von Übertragungsgliedern [44]. *Kessel* erläutert die teilweise Abbildung von Abgas-Turboladern ebenfalls mit Übertragungsgliedern [48]. Ersatzmodelle für gesamte Verbrennungsmotoren werden durch eine Kopplung von Übertragungsfunktionen beschrieben [58]. Der Modellbildungsansatz mit der Einbindung von Übertragungsfunktionen findet in dieser Arbeit in Unterabschnitt 5.2.1.1 Verwendung. Eine physikalische Modellierung des Verbrennungsmotors ist äußerst komplex und wäre für die Zielsetzung der Arbeit nicht angemessen.

3.2.1.2 Mechanischer Antriebsstrang

Der mechanische Antriebsstrang verteilt das abgehende Drehmoment des Verbrennungsmotors an die Räder des Fahrzeugs. Die Funktionsweise dieser Verteilung wird anhand eines 6x6-Allrad-Antriebsstrangs erläutert. Des Weiteren wird auf die Dynamik des mechanischen Antriebsstrangs eingegangen. Das vom Verbrennungsmotor abgehende Drehmoment M_{KW} wird durch das Schaltgetriebe mit der zum eingelegten Gang gehörigen Übersetzung i_{GE} zum abgehenden Getriebedrehmoment M_{GE} gewandelt. Moderne Nutzfahrzeuggetriebe sind automatisiert. Aus Gründen der Übersichtlichkeit ist das Getriebe in Abbildung 3.7 außermittig positioniert. In realen Fahrzeugaufbauten ist die Anordnung so angeordnet, wie in Abschnitt 2.1.2 dargestellt. Das ausgehende Drehmoment des Getriebes wird durch das Verteilergetriebe VG_1 mit dem Übersetzungsverhältnis $i_{VG,\,1}$ gewandelt. Ein eingebundenes Längsdifferential verteilt das resultierende Drehmoment in einem Verhältnis, welches mit dem Faktor $x_{VG,\,1}$ beschrieben ist. Ein Teil des Drehmoments (M_1) wird über Gelenkwellen an das Vorderachsgetriebe (AG_{FA}) geleitet, wo es mit der Übersetzung $i_{AG,\,FA}$ gewandelt und durch das eingebundene Querdifferential im Verhältnis $x_{AG,\,FA}$ an die beiden Vorderräder verteilt wird (M_{1L}, M_{1R}). Das restliche Drehmoment (M_2) liegt durch Gelenkwellen, verbunden am zweiten Verteilergetriebe (VG_2), an. Mittels des Übersetzungsverhältnisses $i_{VG,\,2}$ wird es übersetzt und mit dem

[1] PT1-Glieder sind proportional wirkende Verzögerungsglieder erster Ordnung, welche einer Differenzialgleichung folgen. [59]

Verteilungsfaktor $x_{VG,\,2}$ zwischen der ersten und der zweiten Hinterachse (M_3, M_4) verteilt. An den beiden Achsgetrieben der Hinterachse (AG_{RA1}, AG_{RA2}) wird das ankommende Drehmoment mit dem jeweiligen Übersetzungsverhältnis $i_{AG,\,i}$ erhöht und mit den zugehörigen Verteilungsfaktoren $x_{AG,i}$ an die Räder verteilt (M_{3L}, M_{3R}, M_{4L}, M_{4R}). Um das Drehmomentpotenzial des Antriebsstrangs zu erhöhen, werden im Nutzfahr-

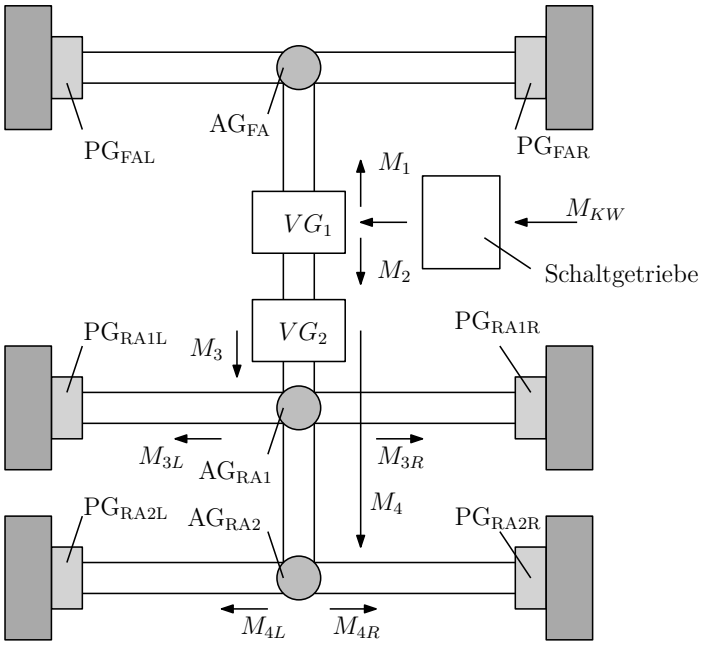

Abbildung 3.7 – Draufsicht des mechanischen Antriebsstrangs

zeugsektor mitunter Nabengetriebe verbaut. Sind dies, wie in Abbildung 3.7 dargestellt, Planetengetriebe, wird von sogenannten Außenplanetenachsen gesprochen. Die Getriebe wandeln das anliegende Drehmoment mit der festen Übersetzung $i_{PG,\,i}$ und treiben über die Radnaben die Räder an. Die Verteilungsfaktoren und Übersetzungsverhältnisse des gesamten Antriebsstranges sind so abzustimmen, dass sowohl die gewünschte Drehmomentverteilung als auch die erforderliche Drehgeschwindigkeitsgleichheit aller Räder erreicht wird. Da mechanische Antriebsstränge verglichen mit elektrischen oder hydraulischen Antriebskomponenten ein hohes am Rad anliegendes Drehmomentpotenzial bieten, wird dieses Potenzial anhand der Räder der ersten Hinterachse exemplarisch beschrieben. Die Summe aus Verteilergetrieben, Achsgetrieben und Nabengetrieben wird als Endantrieb (EA) zusammengefasst [56]. Dessen Gesamtübersetzung i_{EA} resultiert zu:

$$i_{EA} = i_{VG,1} \cdot i_{VG,2} \cdot i_{AG} \cdot i_{PG} = konstant \tag{3.30}$$

Unter der Verwendung üblicher Übersetzungsverhältnisse für Nutzfahrzeuge im Traktionsbereich folgt:

$$i_{EA} = 1,5 \cdot 1 \cdot 1,5 \cdot 3 = 6,75 \tag{3.31}$$

Um das Übersetzungsverhältnis des gesamten Antriebsstranges i_{ges} vom Verbrennungsmotor bis zu den Rädern des ersten Hinterrades zu bestimmen, wird die Getriebeübersetzung i_{GE} miteinbezogen.

$$i_{ges} = i_{GE} \cdot i_{EA} \tag{3.32}$$

Wird für den ersten Gang des Nutzfahrzeuggetriebes das Übersetzungsverhältnis 13 angenommen, folgt für i_{ges}:

$$i_{ges} = 13 \cdot 6,75 = 87,75 \tag{3.33}$$

Um abschließend das Drehmoment an den beiden Rädern der ersten Hinterachse $M_{RA1,\,1/2}$ zu bestimmen, müssen neben dem aktuellen Drehmoment des Verbrennungsmotors M_{KW} noch die Verteilungsfaktoren $x_{VG,\,1}$ und $x_{VG,\,2}$ der beiden Verteilergetriebe sowie das Achsgetriebe der ersten Hinterachse $x_{AG,\,RA1}$ mit einbezogen werden.

$$M_{RA1,\,1/2} = M_{Motor} \cdot i_{GE} \cdot i_{EA} \cdot x_{VG,\,1} \cdot x_{VG,\,2} \cdot x_{AG,\,RA1} \tag{3.34}$$

Es wird von geöffneten Differentialgetrieben ausgegangen. Für die Verteilungsfaktoren des ersten Verteilergetriebes wird $x_{VG,\,1} = 0{,}66$ angenommen. Dies bedeutet, dass 66 Prozent des anliegenden Drehmoments an die Hinterachsen gegeben wird (entspricht M_2). Der zweite Verteilungsfaktor ist ebenfalls mit $x_{VG,\,2} = 0{,}66$ bestimmt. Es folgt, dass 66 Prozent des eingehenden Drehmoments M_2 an die erste Hinterachse gelangen (entspricht M_3). Diese Werte liegen in einem für Traktionsfahrzeuge im Nutzfahrzeugbereich üblichen Spektrum. Das Querdifferential des Achsgetriebes wird als geöffnet angenommen, sodass für $x_{AG,\,RA1} = 0{,}5$ resultiert. Mit einem Motormoment $M_{KW} = 2000$ Nm folgt für die beiden Raddrehmomente M_{RA1} und M_{RA2}:

$$M_{RA1,\,1/2} = 2000\,Nm \cdot 87,75 \cdot 0,66 \cdot 0,66 \cdot 0,5 \approx 38.000 Nm \tag{3.35}$$

Die Beispielrechnung zeigt, dass mechanische Antriebsstränge den vorgestellten elektrischen und hydraulischen Antriebskomponenten (siehe Unterkapitel 2.1) bezüglich des Drehmomentpotenzials überlegen sind. Die Bestimmung der Übersetzungsverhältnisse und der Drehmomentverteilungsfaktoren ist komplex. Hierbei werden u. a. Faktoren wie die Einsatzumgebung des Fahrzeuges mit einbezogen.

Die Dynamik des erläuterten mechanischen Antriebsstrangs ist maßgeblich durch die Massenträgheit des Systems bestimmt. Die gesamte Rotationsträgheitsmoment des Systems J_{EAS} summiert sich aus den Trägheiten der einzelnen Antriebsstrang-Komponenten,

wie Zahnrädern oder Gelenkwellen. Hierbei sind die Übersetzungsverhältnisse im Antriebsstrang zu berücksichtigen, was anhand eines Beispiels gezeigt wird. Die Rotationsträgheitsmoment des Getriebes J_{GE} und der Gelenkwelle J_{GW} wird zum Gesamtträgheitsmoment J_{ges} zusammengefasst. Das Trägheitsmoment des gesamten Getriebes, reduziert auf die Eingangsseite für die Übersetzungsverhältnisse i_{GE} der einzelnen Gänge, wird als bekannt angenommen, ebenso die Massenträgheit der am Getriebeausgang anliegenden Gelenkwelle. Unter Berücksichtigung der quadrierten Getriebeübersetzung kann die Massenträgheit des Getriebes J_{GE} (bezogen auf die Eingangsseite) auf die sogenannte Lastseite, also die Ausgangsseite des Getriebes, umgerechnet werden [46] [74]. Durch die Addition der Trägheit der Gelenkwelle J_{GW} lässt sich die Gesamtträgheit J_{ges} bestimmen.

$$J_{ges} = J_{GE} \cdot i_{GE}^2 + J_{GW} \tag{3.36}$$

Nach diesem Schema können die Trägheitsmomente aller Antriebsstrang-Komponenten, bezogen auf die Lastseite, zur Gesamtträgheit J_{EAS} zusammengefasst werden. Für die Dynamik eines angetriebenen Rades i resultiert:

$$M_{Rad,\,i,\,ist} = M_{Rad,\,i,\,soll} - J_{EAS,\,i} \cdot \dot{\omega}_{Rad,\,i,\,ist} \tag{3.37}$$

Die rotatorische Massenträgheit des Antriebsstranges, bezogen auf das untersuchte Rad, wird mit $J_{EAS,\,i}$ beschrieben. Das Rad beschleunigt mit $\dot{\omega}_{Rad,\,i,\,ist}$. Das Trägheitsmoment des Antriebsstrangs resultiert aus dem Produkt beider Größen. Das tatsächlich am Rad anliegende Drehmoment $M_{Rad,\,i,\,ist}$ wird durch die Differenz zwischen dem von der Übersetzungskette abhängigen theoretischen Raddrehmoment $M_{Rad,\,i,\,soll}$ (siehe Herleitung in diesem Kapitel) und dem Trägheitsmoment bestimmt.

3.2.1.2.1 Offene Differentiale Für die betrachtete Antriebskonfiguration (siehe Abbildung 3.7) müssen die äußeren Räder bei Kurvenfahrt einen längeren Weg zurücklegen als die inneren Räder in der gleichen Zeit. Außerdem legt die gelenkte Vorderachse einen weiteren Weg zurück als die nicht gelenkten Achsen [38]. Ein Vorteil der offenen Differentiale ist, dass sie diese Unterschiede im Zuge des sogenannten Drehzahlausgleichs neutralisieren. Die Drehmomentverteilung bleibt konstant. Für die Verteilung des Getriebemoments M_{GE} zwischen der Vorderachse und den Hinterachsen für das erste Verteilergetriebe folgt:

$$M_1 = M_{VG,\,1} - M_{GE} \quad mit \quad x_{VG,\,1} = konstant \tag{3.38}$$

$$M_2 = (1 - x_{VG,\,1}) \cdot M_{GE} \quad mit \quad x_{VG,\,1} = konstant \tag{3.39}$$

Die Verteilung zwischen den beiden Hinterachsen ist analog hierzu. Die Querdifferentiale der Achsgetriebe verteilen das Drehmoment der jeweiligen Achse (M_1, M_2, M_3) gleich-

mäßig ($x_{AG,\,i} = 0{,}5 = \text{const.}$) auf die Räder. Unter Berücksichtigung der Verteilungs- und Übersetzungsverhältnisse im Antriebsstrang wird die übertragbare Längsvortriebskraft $F_{x,\,limit,\,i}$ jedes einzelnen Rades durch das Rad mit dem geringsten Übertragungspotenzial begrenzt. Es folgt:

$$F_{x,limit,i} = min(\mu_i \cdot F_{z,i}),\ i \in [1,6] \tag{3.40}$$

Der Reibungskoeffizient zwischen Reifen und Untergrund wird durch μ_i ausgedrückt. Die Radaufstandskraft stellt $F_{z,\,i}$ dar. Wird das Drehmoment am Antriebsstrang so weit erhöht, dass das Übertragungspotenzial eines Rades überstiegen wird, beginnt dieses Rad mit hohem Längsschlupf zu drehen. In der Folge kann das Traktionspotenzial des gesamten Fahrzeuges nur mithilfe von Fahrdynamikregelsystemen (Automatische Schlupfregelung) weiter erhöht werden.

3.2.1.2.2 Gesperrte Differentiale Die Längs- und Querdifferentiale der Fahrzeuge können gesperrt werden. Werden alle Differentiale der erläuterten Antriebskonfiguration gesperrt, sind die Drehgeschwindigkeiten aller Räder gleich [56]. Folglich kann der Antriebstrang in diesem Zustand keine Drehzahlendifferenzen zwischen den Rädern kompensieren. Kurvenfahrten sind unter diesen Umständen nur mit erhöhtem Reifenverschleiß und unter starker mechanischer Beanspruchung möglich. Im Gegenzug erhöht sich das Potenzial, Längsvortriebskraft zu erzeugen. Hintergrund ist, dass kein Rad für sich alleine schlupfen kann. Das bedeutet, dass das Übertragungspotenzial eines einzelnen Rades nicht mehr das Übertragungspotenzial des gesamten Antriebsstranges begrenzt. Vielmehr können die Räder mit hohem Traktionspotenzial auch dann eine Längsantriebskraft übertragen, wenn die Räder mit niedrigem Potenzial dieses bereits ausgeschöpft haben. Somit findet eine variable Drehmomentverteilung statt.

3.2.2 Elektrischer Antriebsstrang

In diesem Abschnitt werden die Grundlagen für die Modellbildung der elektrischen Maschine sowie der Leistungselektronik beschrieben. Es wird außerdem dargestellt, aus welchen Gründen in dieser Arbeit eine Asynchronmaschine modelliert wird.

3.2.2.1 Elektrische Maschine

Permanenterregte Synchronmaschinen sind häufig in elektrischen Antriebseinheiten verbaut. So beschreibt Hofmann, dass sie in Hybridfahrzeugen häufiger als andere elektrische Motorenarten Verwendung finden [43]. Auch Asynchronmaschinen werden als Motorentypen in der Fahrzeugtechnik verwendet (siehe Abschnitt 2.1.4). Im Weiteren sind die Unterschiede sowie die Vor- und Nachteile beider Motorentypen kurz dargestellt.

Wenn für den Herstellungsprozess der Dauermagneten von permanenterregten Synchronmaschinen seltene Erden eingesetzt werden, können die Bauvolumina klein gehalten

werden [43]. Dennoch herrscht eine hohe magnetische Flussdichte. Dies ist ein Grund für die tendenziell hohe Momentendichte (Drehmoment pro Motorvolumen) von permanenterregten Synchronmaschinen. Die Wirkungsgrade sind tendenziell hoch, auch im Teillastbereich [10] [43]. Verglichen mit Asynchronmaschinen sind die Wirkungsgrade höher, da durch die Synchronität des Läufers zum magnetischen Drehfeld weniger Verluste im Läufer entstehen. Nachteilig ist der hohe Preis, der neben dem Einsatz des teuren Materials der seltenen Erden auch auf die Notwendigkeit spezieller Montagetechnologien zurückzuführen ist. Die Momentendichte ist wie der Wirkungsgrad bei Asynchronmaschinen niedriger als bei permanenterregten Synchronmaschinen, jedoch dennoch auf vergleichsweise hohem Niveau [10] [43]. Vorteilhaft ist die Asynchronmaschine aufgrund der einfacheren Fertigung sowie des nicht vorhandenen Bedarfs an seltenen Erden (keine Dauermagneten). Beides sind Gründe für den großen Kostenvorteil der Asynchronmaschine gegenüber der permanent erregten Synchronmaschine [43]. Folglich bietet die Asynchronmaschine einen Kompromiss zwischen Leistungsfähigkeit und niedrigen Gesamtkosten. Da bei Nutzfahrzeugen der Kostenfaktor einen hohen Stellenwert bei der Umsetzung neuer Antriebskomponenten einnimmt und dennoch hohe Leistungsfähigkeit benötigt wird, wird in dieser Arbeit die Modellierung einer Asynchronmaschine vorgenommen.

Der Stator einer Asynchronmaschine ist mit verschiedenen Spulen besetzt. Es werden für nachfolgende Erläuterungen drei dieser Spulen im äquidistanten Abstand von 120 ° angenommen (siehe Abbildung 3.8). Die Spulen werden von Drehstrom durchflossen und erzeugen jeweils ein sinusförmig, zeitabhängiges Magnetfeld. Diese drei Magnetfelder können zu einem rotierenden Gesamtmagnetfeld überlagert werden. Aufgrund dieses rotierenden Gesamtmagnetfeldes gehört die Asynchronmaschine zu den Drehfeldmaschinen [84]. In dem vom Stator erzeugten Magnetfeld befindet sich der

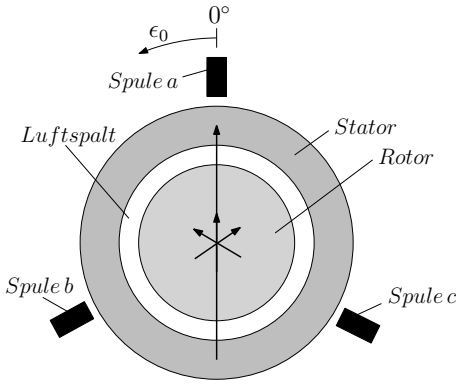

Abbildung 3.8 – Schematischer Aufbau einer Asynchronmaschine nach [84]

Rotor. Dieser hat keine externen elektrischen Anschlüsse. Auch eine elektrische Verbindung zwischen Rotor und Stator besteht nicht. Bei den sehr häufig vorkommenden Käfigläufer-Asynchronmaschinen besteht der Rotor aus einem Eisenkern, welcher einen Käfig (siehe Abbildung 3.9) ummantelt [83]. Die weiteren Grundlagen der Asynchron-

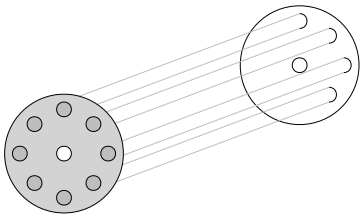

Abbildung 3.9 – Kurzschluss-Käfig einer Asynchronmaschine in Anlehnung an [84]

maschine werden nachfolgend anhand eines Käfigläufers beschrieben. Ziel ist es, in den Leiterstäben des Käfigs einen Stromfluss zu erzeugen, da aus diesem Stromfluss im rotierenden Magnetfeld eine Kraft resultiert, welche zum Aufbau von Drehmoment genutzt werden kann. Der Stromfluss entsteht durch das Induktionsprinzip. Ist die Asynchronmaschine motorisch betrieben, eilt der Rotor dem Drehfeld hinterher. Die sich ergebende Differenzgeschwindigkeit erzeugt eine Spannungsdifferenz in den Leiterstäben. Da die Leiterstäbe kurzgeschlossen sind, entsteht ein Stromfluss. Dieser Stromfluss erzeugt im magnetischen Gesamtfeld – hervorgerufen durch die Statorspulen – nach der „Rechte-Hand-Regel“ [73] eine Kraft [83].

Bei der Beschreibung des magnetischen Drehfeldes wird mit dem Luftspalt zwischen Stator und Rotor begonnen. Das Magnetfeld im Luftspalt hat eine hohe Flussdichte, da Rotor und Stator einen geringen magnetischen Widerstand aufbringen und der Luftspalt sehr klein ist. Um die Verteilung des Feldes der drei Spulen sowie des resultierenden Gesamtfeldes grafisch auszudrücken, sind sie im Rotorkern durch Vektorpfeile dargestellt (siehe Abbildung 3.8). Das magnetische Feld im Luftspalt einer Asynchronmaschine durch Vektoren im Eisenkern des Rotors zu beschreiben, ist ein idealisiertes, aber unter entsprechenden Voraussetzungen zulässiges Modell (siehe [83]). Aufgrund des Drehstroms, der an den drei Spulen anliegt, wird durch jede Spule ein veränderliches magnetisches Feld $\mathrm{B_i(t)}$ in Form einer sinusförmigen Welle erzeugt. Die magnetische Flussdichte $\mathrm{B_i}$ dieser Felder kann mathematisch wie folgt beschrieben werden [83]:

$$B_i(t) = \hat{B} \cdot \cos(\rho_i \cdot t + (i-1) \cdot 120°),\ i \in [1,3] \tag{3.41}$$

Hierbei stellt $\hat{\mathrm{B}}$ die maximal mögliche Flussdichte dar. Die Frequenz ist durch ρ_i ausgedrückt. Der Index i spiegelt die drei Spulen a, b und c wider, welche in dieser Reihenfolge mit 1, 2 und 3 nummeriert sind. Die im Rotorkern dargestellten Vektorpfeile (siehe Abbildung 3.8) sind den einzelnen Spulen zugeordnet und zeigen in die Richtung des Maximums der zugehörigen magnetischen Welle im Luftspalt. Dies entspricht in dieser Annahme gleichzeitig dem magnetischen Feld im Eisenkern des Rotors. Die Länge der Vektorpfeile spiegelt die Flussdichte $\mathrm{B_i(t)}$ des zugehörigen magnetischen Feldes wider [83]. Durch Vektoraddition werden die drei Vektorpfeile zu einem resultierenden Vektorpfeil zusammengefasst, wodurch das resultierende Gesamtfeld ausgedrückt wird. Dessen Maximum wandert, dargestellt durch den resultierenden Vektorpfeil, mit dem Winkel ϵ_0

um die Mittelachse der Asynchronmaschine. Da dieses Maximum gleichzeitig dem Maximum der magnetischen Welle des Gesamtfeldes entspricht, wird klar, dass die Frequenz ρ_i des Gesamtfeldes dem Feldzeiger ϵ_0 entspricht [83].

Nachdem die Bildung des magnetischen Feldes durch den Stator beschrieben wurde, wird nachfolgend das Prinzip dargestellt, wie im Rotor der Asynchronmaschine Spannung und Strom induziert werden. Des Weiteren wird das Wirkungsprinzip bis hin zur Drehmomentabgabe an die Welle der Asynchronmaschine beschrieben. Zur Veranschaulichung des Wirkungsprinzips wird die Entstehung der Bewegungsinduktion in einem homogenen Magnetfeld beschrieben. Hier sei angenommen, dass sich ein Leiter der Länge l direkt senkrecht in einem dazu stehenden homogenen Magnetfeld mit der Flussdichte B befindet [83]. Die Feldlinien des Magnetfeldes treten aus der Skizzenebene heraus und

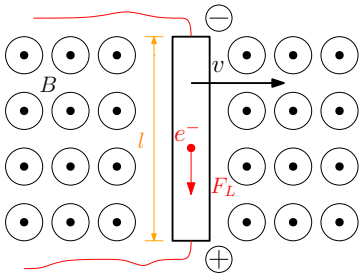

Abbildung 3.10 – Elektrischer Leiter im homogenen Magnetfeld in Anlehnung an [84]

sind durch Punkte in Kreisen abgebildet. Entsprechend dem eingezeichneten Geschwindigkeitsvektor **v** wird der Leiter samt seinen Ladungsträgern (Elektronen e^-) nach rechts bewegt. Bewegen sich Ladungsträger senkrecht zu einem Magnetfeld, so entsteht nach der „Rechte-Hand-Regel“ [73] die sogenannte Lorentzkraft F_L [83]. Deren Kraftrichtung steht sowohl zur Bewegungsrichtung des Leiters als auch zur Richtung der Feldlinien des Magnetfeldes senkrecht [12]. Durch diese Lorentzkraft F_L entsteht eine Verschiebung der Ladungsträger. Am oberen Ende des Leiters entsteht ein Elektronenüberschuss (Minus-Symbol), während am unteren Ende ein Elektronenmangel herrscht (Plus-Symbol). Die induzierte Spannung U_{Ind} ist die Folge. Werden die beiden Enden des Leiterstabes kurzgeschlossen, resultiert daraus ein Stromfluss, der dem Ladungsunterschied entgegentritt. Die induzierte Spannung kann nicht unendlich anwachsen, da die sogenannte Coulomb-Kraft der Lorentzkraft entgegentritt. Die Coulomb-Kraft basiert auf dem Prinzip, dass sich ungleiche Ladungsträger anziehen, während sich gleiche Ladungsträger abstoßen. Das dargestellte Prinzip zur Erzeugung der Lorentzkraft sowie der induzierten Spannung bleibt das gleiche, unabhängig davon, ob sich ein Leiter in einem stehenden magnetischen Feld oder ob sich ein veränderliches Feld um einen stehenden Leiter bewegt. Bewegen sich sowohl das Magnetfeld als auch der Leiter, so sorgt die Geschwindigkeitsdifferenz zwischen beiden für die im Leiter entstehende Lorentzkraft und die resultierende induzierte Spannung U_{Ind} [83].

Wird dies auf die Asynchronmaschine übertragen, ist klar erkennbar, nach welchen

Prinzipien in den Leiterstäben des Käfigs (Rotor) Stromfluss entsteht. Aufgrund der konstruktiven Anordnung von Käfig und Statorspulen verläuft der Strom in den Leiterstäben senkrecht zu den Feldlinien des Drehfeldes. Entsprechend entsteht nun eine Kraft, welche an den Leiterstäben angreift und senkrecht zum Stromfluss sowie zu den Feldlinien des magnetischen Feldes orientiert ist. Diese Kraft treibt den Rotor an und kann über die Welle der Asynchronmaschine als Drehmoment abgetragen werden. Steigt die Amplitude des Stromes im Leiterstab bzw. erhöht sich das Magnetfeld an der aktuellen Position des Leiterstabes, so erhöhen sich die Lorentzkraft und unter Berücksichtigung der Coulomb-Kraft, das abgebbare Drehmoment [84].

3.2.2.2 Systemgleichungen der Asynchronmaschine

In diesem Unterabschnitt sind die Systemgleichungen für die in dieser Arbeit modellierte Asynchronmaschine einschließlich der sogenannten Park- und Clarke-Transformation beschrieben. Es sind eine Reihe von Annahmen getroffen, von denen einige nachfolgend erläutert sind:

- Darstellung des Grundwellenverhaltens der Maschine. D. h. es werden nur die Signale in der Grundfrequenz betrachtet [85].
- Es liegen lineare magnetische Eigenschaften von Stator und Rotor vor. Es herrscht keine Stromverdrängung [85].
- Konzentriert gedachte Wicklungen ersetzen die räumlich verteilten Wicklungen und erzeugen somit ein räumlich sinusförmiges magnetisches Feld im Luftspalt [85].
- Das System beinhaltet keine temperaturabhängigen Widerstände und Induktivitäten.

Für die modellierte Maschine wird ein Dreiphasen-System angenommen (drei Spulen – siehe Unterabschnitt 3.2.2.1). Jede Systemgröße kommt jeweils für alle drei Phasen (a, b, c) vor und kann im abc-Koordinatensystem [89] abgebildet werden. Für den Strom gibt es beispielsweise für die drei Phasen a, b und c jeweils die Größen i_a, i_b und i_c. Solche Systeme können in der sogenannten Raumzeigerdarstellung abgebildet werden. Ein Grundgedanke hierbei ist, dass die Summe der geometrischen Größen dreier elektrischer Signale (bspw. Strom i) null ergeben, wenn es keine Nullleiter gibt. Somit reichen zwei der drei elektrischen Größen aus, um die dritte Größe zu bestimmen [85]. Für die weitere Modellierung der Asynchronmaschine werden folgende Bedingungen angenommen [53] [85]:

- Es herrscht kein Nullstrom, d.h.: $I_a(t) + I_b(t) + I_c(t) = 0$.
- Das zu wandelnde Dreiphasen-System ist symmetrisch. Alle Größen haben die gleiche Amplitude und sind zu 120 ° phasenverschoben.

- Alle Größen werden in der Grundfrequenz beschrieben.

Zur Wandlung der elektrischen Größen in die Raumzeigerdarstellung werden sie vom abc-Koordinatensystem in das α/β-Koordinatensystem [89] überführt. Hierzu findet die Clarke- oder α/β-Transformation [12] Anwendung. Diese ist in den Gleichungen 3.42 und 3.43 ausgedrückt [53]:

$$\mathbf{T_c} = \frac{2}{3} \begin{bmatrix} 1 & -\frac{1}{2} & -\frac{1}{2} \\ 0 & \frac{\sqrt{3}}{2} & -\frac{\sqrt{3}}{2} \end{bmatrix} \tag{3.42}$$

Mithilfe dieser Matrix entstehenden aus den je drei Größen (bspw. Ströme $\mathrm{i_a}$, $\mathrm{i_b}$, $\mathrm{i_c}$) im abc-Koordinatensystem zwei Größen im α/β-Koordinatensystem (bspw. Ströme i_α, i_β). Dies sei nachfolgend exemplarisch für den Statorstrom beschrieben:

$$\begin{bmatrix} i_\alpha^S \\ i_\beta^S \end{bmatrix} = \frac{2}{3} \begin{bmatrix} 1 & -\frac{1}{2} & -\frac{1}{2} \\ 0 & \frac{\sqrt{3}}{2} & -\frac{\sqrt{3}}{2} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} i_a^S \\ i_b^S \\ i_c^S \end{bmatrix} \tag{3.43}$$

Für die Rücktransformation folgt:

$$\begin{bmatrix} i_a^S \\ i_b^S \\ i_c^S \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ -\frac{1}{2} & \frac{\sqrt{3}}{2} \\ -\frac{1}{2} & -\frac{\sqrt{3}}{2} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} i_\alpha^S \\ i_\beta^S \end{bmatrix} \tag{3.44}$$

Diese Transformation wird analog für alle relevanten elektrischen Größen durchgeführt. Im Hinblick auf das α/β-Koordinatensystem kann die Asynchronmaschine mit nachstehend angeführten Systemgleichungen ausgedrückt werden. Diese sind teilweise an [85] bzw. [12] angelehnt, auf die für eine genauere Beschreibung zur Modellbildung von Asynchronmaschinen in der Raumzeigerdarstellung verwiesen sei. Die Gleichungen zeigen die elektrischen Eigenschaften für den Stator s und den Rotor r, und zwar jeweils im zugehörigen Stator- und Rotorkoordinatensystem. Für die Rotorspannung folgt [53]:

$$u_R^R = R_R \; i_R^R + \frac{d}{dt} \Psi_R^R \tag{3.45}$$

Für die Statorspannung zeigt sich:

$$u_S^S = R_S \; i_S^S + \frac{d}{dt} \Psi_S^S \tag{3.46}$$

Die Spannungsgrößen sind durch eine Summe bestimmt, deren erster Summand das Produkt aus Ohm'schem Widerstand der Spulen ($\mathrm{R_R}$ und $\mathrm{R_S}$) und dem Strom ($\mathrm{i_R^R}, \mathrm{i_S^S}$)

ist. Der zweite Summand widerspiegelt die Ableitung der Flussverkettung ($\frac{\mathrm{d}}{\mathrm{dt}}\,\Psi_{\mathrm{R}}^{\mathrm{R}}$, $\frac{\mathrm{d}}{\mathrm{dt}}\,\Psi_{\mathrm{S}}^{\mathrm{S}}$). Ist die Asynchronmaschine als Käfigläufer beschrieben, so gilt: $\mathrm{u}_{\mathrm{R}}^{\mathrm{R}} = 0$. Weiter ist die Flussverkettung für den Rotor in den Gleichungen 3.47 und 3.48 ausgedrückt [53].

$$\Psi_R^R = L_R\ i_R^R + L_M\ i_S^R \tag{3.47}$$

$$\Psi_S^S = L_S\ i_S^S + L_M\ i_S^R \tag{3.48}$$

Auch die Flussverkettung wird durch eine Summe ausgedrückt. Der erste Summand ist das Produkt aus der Rotor- bzw. Statorinduktivität ($\mathrm{L_R}$, $\mathrm{L_S}$) und dem Strom ($\mathrm{i_R}$, $\mathrm{i_S}$). Der zweite Summand setzt sich aus dem Strom ($\mathrm{i_R}$, $\mathrm{i_S}$) und der Hauptinduktivität ($\mathrm{L_M}$) zusammen. Um eine vereinfachte Regelungsstruktur implementieren zu können, wird im nächsten Schritt die sogenannte Park- oder d/q-Transformation angewandt [12]. Diese basiert auf der in Gleichung 3.49 dargestellten Matrix [53]:

$$\mathbf{T_P} = \begin{bmatrix} \cos(\Phi_k) & -\sin(\Phi_k) \\ \sin(\Phi_k) & \cos(\Phi_k) \end{bmatrix} \tag{3.49}$$

Ziel ist es, die elektrischen Größen im α/β-Koordinatensystem in das mit dem Rotor rotierende d/q Koordinatensystem umzurechnen [89]. Das d/q Koordinatensystem rotiert um die Maschinenachse. Die Position des Koordinatensystems kann durch den Rotorwinkel Φ_{K} beschrieben werden. Vom Mittelpunkt dieses Koordinatensystems aus betrachtet stellen die einzelnen elektrischen Größen nun Stehfelder dar. Das Bezugssystem ist der Rotorfluss. Die unterschiedlichen Signale sind nun durch q und d zu unterscheiden. Als Beispiel wird die Park-Transformation erneut für den Statorstrom angewandt.

$$\begin{bmatrix} i_d^S \\ i_q^S \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos(\Phi_k) & -\sin(\Phi_k) \\ \sin(\Phi_k) & \cos(\Phi_k) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} i_\alpha^S \\ i_\beta^S \end{bmatrix} \tag{3.50}$$

Für die Rücktransformation gilt:

$$\begin{bmatrix} i_\alpha^S \\ i_\beta^S \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos(\Phi_k) & \sin(\Phi_k) \\ -\sin(\Phi_k) & \cos(\Phi_k) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} i_d^S \\ i_q^S \end{bmatrix} \tag{3.51}$$

Diese Transformation wird für alle elektrischen Größen durchgeführt. Werden die gezeigten Systemgleichungen u.a. unter Berücksichtigung des d/q-Koordinatensystems weiter umgeformt, folgt für die Bestimmung des Drehmoments die an [85] angelehnte Gleichung [53]:

$$M_M = \frac{3}{2}\ p \frac{L_M}{L_R}\ i_S^q\ \Psi_R^d \tag{3.52}$$

Das Motormoment $\mathrm{M_M}$ ist durch die Polpaarzahl p, die Hauptinduktivität $\mathrm{L_M}$, die Roto-

rinduktivität L_r sowie den Stromfluss i und die Flussverkettung Ψ definiert. Es kommen keine Vektoren bzw. Matrizen in der Gleichung vor. Für ausführlichere Herleitungen des Motormoments sei auf [83] verwiesen.

3.2.2.3 Leistungselektronik

Die Leistungselektronik stellt neben der elektrischen Maschine, hier der Asynchronmaschine, und dem Hochvoltspeicher (HV-Speicher), hier der Batterie, die dritte Hauptkomponente einer elektrischen Antriebseinheit dar [82]. Während am Hochvoltspeicher Gleichspannung anliegt, müssen die Spulen der Asynchronmaschine mit Wechselspannung bzw. Wechselstrom versorgt werden. Die Leistungselektronik ermöglicht die Kommunikation und den Energieaustausch bzw. Wechselwirkungen zwischen Hochvoltspeicher und Asynchronmaschine. Sie bildet mithin ein Bindeglied zwischen beiden Komponenten und enthält einen Umrichter, der Spannungs- und Stromsignale an den Phasen der Asynchronmaschine bedarfsgerecht mit veränderlicher Amplitude und Frequenz einstellt [82]. Hierbei ist zwischen dem motorischen und dem generatorischen Betrieb der Antriebseinheit zu unterscheiden. Im motorischen Betrieb wandelt der Umrichter die am HV-Speicher anliegende Gleichspannung in eine Wechselspannung an den Phasen der Asynchronmaschine um, damit die Einstellung der vorgegebenen Antriebsleistung an der Asynchronmaschine möglich wird. Der Umrichter wirkt als sogenannter Wechselrichter [82]. Im generatorischen Betrieb wird durch die Asynchronmaschine elektrische Leistung erzeugt und in den HV-Speicher eingespeichert. Hierzu wandelt der Umrichter die in der Asynchronmaschine induzierte Wechselspannung in die notwendige Gleichspannung für den HV-Speicher um. Der Umrichter wirkt als sogenannter Gleichrichter [82]. Das Wirken eines Umrichters ist anhand des wechsel- bzw. gleichrichtens von Wechselstrom (AC) und Gleichstrom (DC) in Abbildung 3.11 dargestellt.

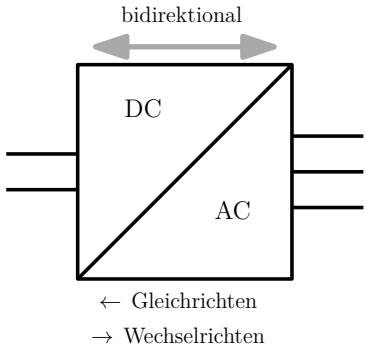

Abbildung 3.11 – Wirkungsform eines Umrichters in Anlehnung an [43]

Als Aufbau des Umrichters bietet sich eine Brückenschaltung an. Ist diese wie in Abbildung 3.12 dreiphasig ausgelegt, kann sie als B6-Brückenschaltung bezeichnet werden, das heißt, sie beinhaltet drei Zweige mit je zwei Schaltern. Jeder Schalter s_i besteht

aus je einem Transistor und einer Freilaufdiode [43]. Jeder der Zweige kann eine Phase einer Asynchronmaschine versorgen.

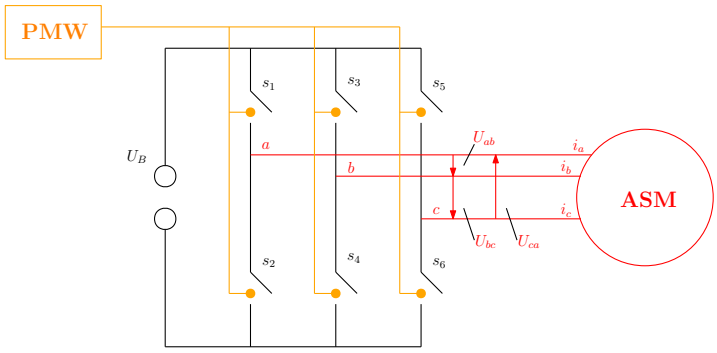

Abbildung 3.12 – Brückenschaltung eines Umrichters mit Pulsweitenmodulation

Durch eine geeignete Ansteuerung der verschiedenen Schalter wird die anliegende Gleichspannung des Hochvoltspeichers (U_B) in eine dreiphasige Wechselspannung (U_a, U_b, U_c) umgewandelt, wodurch die zugehörigen Ströme (i_a, i_b, i_c) fließen und so die Asynchronmaschine (ASM) im motorischen Betrieb elektrische in mechanische Leistung umwandelt [82]. Die Ansteuerung der Schalter erfolgt über die sogenannte Pulsweitenmodulation (PWM), deren Wirkungsweise anhand der Spannungssignalmodulation eines Brückenzweigs gezeigt werden kann (siehe Abbildung 3.13). Dargestellt ist skizzenhaft

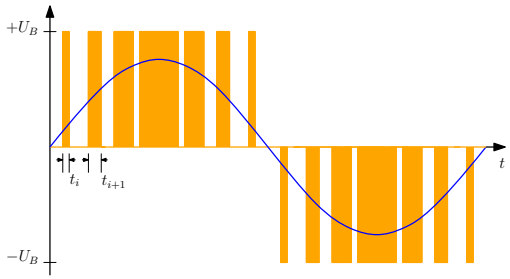

Abbildung 3.13 – Bildung der Wechselspannung durch Pulsweitenmodulation (idealisierte Darstellung)

die Modulation des Spannungssignals. Auf der y-Achse sind die maximalen bzw. minimalen Spannungswerte +/- U_B des Hochvoltspeichers abgebildet. Auf der x-Achse ist die Zeit aufgetragen. Die Pulsweitenmodulation (gelb) taktet die Schaltungen so, dass in zeitlich unterschiedlichen Abschnitten t_i die Spannung +/- U_B anliegt. Je größer der Zeitabschnitt t_i ist, desto stärker baut sich das tatsächliche Spannungssignal $U_{a/b/c}$ in einem Zeitabschnitt t_i auf. Die Pulsweitenmodulation stellt das Spannungssignal verglichen mit den aus elektrischer Sicht trägen Spulenwicklungen mit hoher Frequenz ein [43]. Aus Sicht der Spulen entsteht somit ein verhältnismäßig ruhiges Signal. Dieses Signal ist idealisiert in Abbildung 3.13 als Sinuswelle (blau) dargestellt.

3.3 Regelungstechnik

3.3.1 Integrierte Regelungsarchitekturen für Fahrzeuge

In diesem Unterkapitel sind unterschiedliche Regelarchitekturen zur Verwendung in Kraftfahrzeugen beschrieben. Der Begriff Architektur ist in diesem Kontext als eine globale Betrachtung von Regelungssystem und Fahrzeug definiert. Dabei wird der Signalfluss zwischen den einzelnen Reglern selbst sowie zwischen dem gesamten Regelungssystem und dem Fahrzeug durch Pfeile dargestellt. Des Weiteren werden physikalische Wechselwirkungen zwischen den einzelnen Subsystemen des Fahrzeugs durch Pfeile veranschaulicht. Anhand von Blockschaubildern wird ein Überblick von der dezentralen, heterarchischen Regelungsarchitektur über die Supervisory-Regelungsarchitektur bis hin zur zentralen Regelungsarchitektur gegeben.

Die dezentrale, heterarchische Regelungsarchitektur wird in zwei Ebenen visualisiert (siehe Abbildung 3.14).

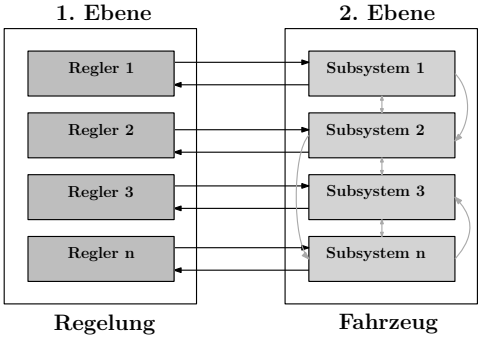

Abbildung 3.14 – Dezentrale und heterarchische Regelung

In der ersten Ebene sind die einzelnen Regler implementiert. Die zweite Ebene stellt das Fahrzeug mit seinen einzelnen Subsystemen (u. a. Aktuatoren) dar. Für jedes Subsystem des Fahrzeuges gibt es unabhängig modellierte Regler mit gleichberechtigtem Rang (Heterarchie). Es gibt keine übergeordnete Anweisung, welche zuweist, in welchen Situationen welcher Regler priorisiert eingreift. Stattdessen wird die Integration der einzelnen Regler in das Gesamtsystem über eine Kommunikation untereinander ermöglicht [27]. Aufgrund der Unabhängigkeit der einzelnen Regler sowie der Kommunikationsmöglichkeit der Regler untereinander wird von einer „friedlichen Koexistenz“ gesprochen [45].

In Abbildung 3.15 ist die Supervisory- oder Master-Regelungsarchitektur in drei Ebenen zusammengefasst. Ähnlich wie bei der dezentralen, heterarchischen Architektur gibt es je eine Ebene für das Fahrzeug und eine Ebene für die unterschiedlichen Regler. Auch hier werden die einzelnen Subsysteme des Fahrzeuges durch die zugehörigen Regler gesteuert. Zusätzlich wird eine weitere Ebene eingeführt, in welcher sich der Supervisory- bzw. Master-Regler befindet. Grundsätzlich werden die einzelnen Regler für die Subsysteme des Fahrzeuges wie bei der dezentralen, heterarchischen Regelungsarchitektur

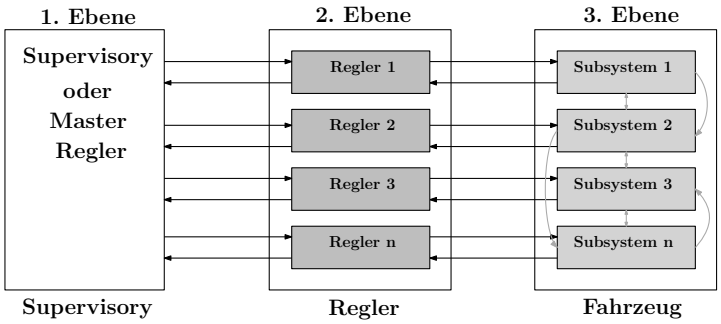

Abbildung 3.15 – Supervisory Regelung

eingesetzt. Allerdings hat in einer hierarchischen Struktur der Supervisory-Regler über die dezentralen Regler Zugriffsmöglichkeiten auf die Subsysteme des Fahrzeuges [27]. Die Einflussmöglichkeiten der Supervisory-Regelung auf die dezentralen Regler finden entweder über die Vorgabe von Soll-Werten oder über zuvor definierte Modi statt [77]. Für die Definition dieser Vorgaben ist die in der Supervisory-Regelung übliche zentrale Speicherung der Informationen über den aktuellen Fahrzustand und den gewünschten Fahrzustand des Fahrzeuges hilfreich. Die Supervisory-Regelung ist eine sehr häufig angewendete Regelarchitektur, sie wird in dieser Arbeit auf die Regelung der Fahrdynamik von Kraftfahrzeugen fokussiert [77]. In diesem Zuge sind Lateral-, Vertikal- und Längsdynamik durch unterschiedliche dezentrale Regelungssysteme geregelt. Durch die zentrale Verarbeitung und Gewichtung von Informationen sowie durch die Zuteilung von Soll-Größen oder Soll-Modi an die dezentralen Regler findet eine optimierte und aufeinander abgestimmte Regelung von Lateral-, Vertikal- und Längsdynamik statt.

Die zentrale Regelungsarchitektur ist in zwei Ebenen unterteilt (siehe Abbildung 3.16). Neben dem Fahrzeug mit seinen Subsystemen in der zweiten Ebene ist in der ersten Ebene die zentrale Mehrgrößenregelung eingebettet. Der zentrale Regler vermittelt die Soll-Größen direkt an die einzelnen Subsysteme.

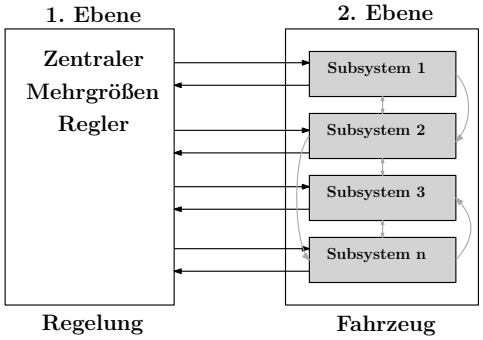

Abbildung 3.16 – Zentrale Regelung

Er übernimmt alle Regelaufgaben und verarbeitet alle hierzu benötigten Informationen. Dieser Ansatz bietet ein hohes Potenzial, unterschiedliche Fahrziele zu gewichten

und durch eine zentrale und direkte Ansteuerung der Subsysteme das gewünschte regeltechnische Optimum zu erreichen [77]. Auf die Fahrdynamik bezogen zielt die zentrale Mehrgrößenregelung auf die Regelung der räumlichen Fahrzeugbewegung, also die Verkopplung der unterschiedlichen Freiheitsgrade der Fahrzeugbewegung. Hierbei sind unterschiedliche Gesichtspunkte wie Agilität und Sicherheit mit einbezogen [45].

Die verschiedenen Regelungsarchitekturen sind unterschiedlich stark zentralisiert. Mit zunehmender Zentralisierung steigt die Komplexität, weil damit ein immer größeres Maß an Koordination einhergeht (siehe Abbildung 3.17).

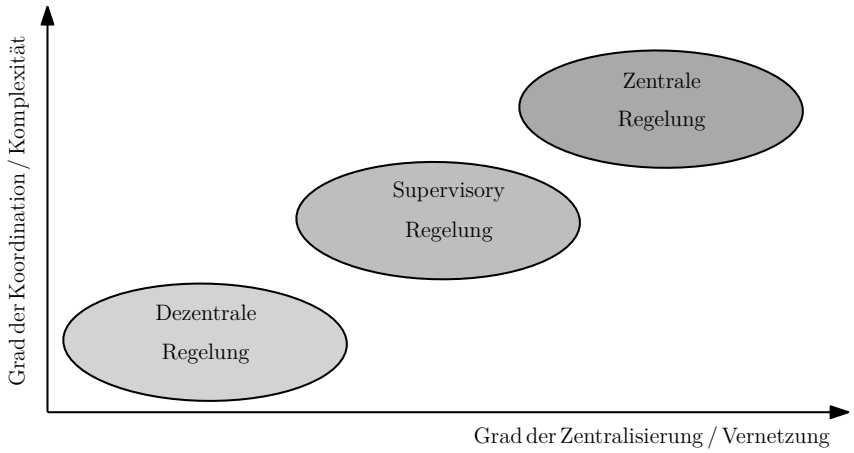

Abbildung 3.17 – Einordnung der unterschiedlichen Regelungsarten

Die einzelnen Regler der dezentralen, heterarchischen Regelungsarchitektur beeinflussen sich funktional kaum (wie oben erwähnt, besteht eine „friedliche Koexistenz“) [76]. Beispielsweise werden Informationen zwischen den Reglern nur dann ausgetauscht, wenn eine negative Beeinflussung verschiedener Regler verhindert werden soll [45]. Die Ausprägung von Koordination und der Grad an Komplexität sind daher gering. Bei der Supervisory- oder der Master-Regelung steigt hingegen der koordinative Anteil. Der übergeordnete Supervisory-Regler führt die hierarchisch untergeordneten dezentralen Regler und koordiniert ihr Wirken. Das komplexeste System ist die zentrale Regelung, welche sämtliche Informationen des Fahrzeuges zusammen mit den Wunschvorgaben verarbeitet und die Ansteuerung der im Fahrzeug befindlichen Subsysteme zentral koordiniert.

3.3.2 Konvexe Optimierung

Auf die Thematik der konvexen Optimierung wird an dieser Stelle grundlegend eingegangen, da die in dieser Arbeit beschriebene Betriebsstrategie einen Optimierungsalgorithmus beinhaltet (siehe Kapitel 6). Unter dem Begriff der Optimierung wird im Allgemeinen das Suchen nach einer bestmöglichen Lösung für ein Problem verstanden [29]. Die mathematische Formulierung eines Optimierungsproblems ist die Minimierung

oder Maximierung einer Funktion [69]. Zumeist muss eine Lösung neben der Minimierung oder Maximierung zusätzliche Nebenbedingungen (sog. Beschränkungen) erfüllen. Diese Nebenbedingungen schränken den möglichen Lösungsraum der Minimierung bzw. Maximierung ein. Es wird dann von einem beschränkten Optimierungsproblem gesprochen [29]. Am Beispiel der Minimierung einer Zielfunktion wird dies in Abbildung 3.18 erläutert.

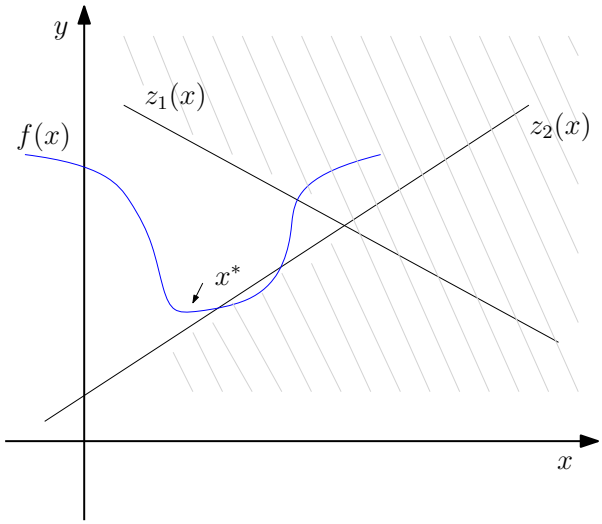

Abbildung 3.18 – Skizzenhafte Darstellung eines Optimierungsproblems

Gesucht wird die Unbekannte $x^* \in R^n$, welche die Zielfunktion f(x) minimiert. Hierbei muss die Lösung die Beschränkungsfunktionen z_1 und z_2 respektieren [69].

Nachfolgend ist beispielhaft ein beliebiges Optimierungsproblem samt Beschränkungen dargestellt [69].

$$\min_{x \in \mathbb{R}^n} \quad f(x) \quad \text{vorbehaltlich} \quad \begin{array}{c} z_i(x) = 0, \\ z_{i+1}(x) \leq 0 \end{array} \tag{3.53}$$

In Gleichung 3.53 sind auf der rechten Seite exemplarische Beschränkungen, auch Nebenbedingungen genannt, beschrieben. Links ist die Zielfunktion f(x) dargestellt. Gesucht wird die Lösung $x \in \mathbb{R}^n$ welche die Zielfunktion minimiert und hierbei die Beschränkungen berücksichtigt. Die Nebenbedingungen können als Gleichheits- und Ungleichheitsbedingungen definiert sein, genauso wie als Ober- und Untergrenzen. Die gefundene Lösung kann für regelungstechnische Ziele, beispielsweise zur Ansteuerung von Aktuatoren, weiterverwendet werden. Um die Gestalt dieser Lösung zu beeinflussen, können neben den Nebenbedingungen auch Gewichtungs- und Bestrafungsterme in die Zielfunktion eingebracht werden.

Ein wichtiger Begriff der Optimierung ist die Konvexität. Eine Menge $X \in \mathbb{R}^n$ ist konvex, wenn sie – geometrisch ausgedrückt – alle Verbindungsstrecken zweier beliebiger

Punkte in ihrer Menge sowie die Punkte selbst enthält [31] [24]. Es gilt nach [31]:

$$x, y \in X : \lambda \in [0, 1] : x + \lambda \cdot (y - x) \in X \tag{3.54}$$

In Abbildung 3.19 ist eine konvexe und eine nicht konvexe Menge bildlich dargestellt.

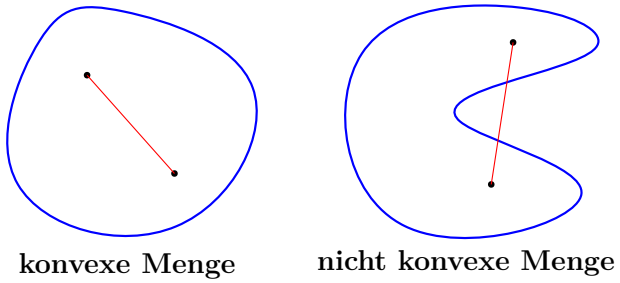

Abbildung 3.19 – Darstellung einer (nicht) konvexen Menge nach [24]

Für eine konvexe Funktion gilt die Eigenschaft, dass ein lokales Minimum einem globalen Minimum entspricht [24]. Wird in einer Minimierung das lokale Minimum einer konvexen Funktion gefunden, ist gleichzeitig das globale Minimum dieser Funktion bestimmt. Somit muss die gesamte Definitionsmenge nicht nach möglicherweise weiteren Minima geprüft werden. Dies ermöglicht es, die Minimierung zeitoptimiert zu betreiben. Eine Funktion ist dann konvex, wenn sie – geometrisch ausgedrückt – zu jedem Zeitpunkt unterhalb einer Verbindungslinie verläuft, die zwei Punkte auf ihren Graphen miteinander verbinden. Es gilt nach [24]:

$$x, y \in X : \lambda \in [0, 1] : f(x + \lambda \cdot (y - x)) \leq f(x) + \lambda \cdot (f(y) - f(x)) \tag{3.55}$$

In Abbildung 3.20 ist eine konvexe Funktion abgebildet.

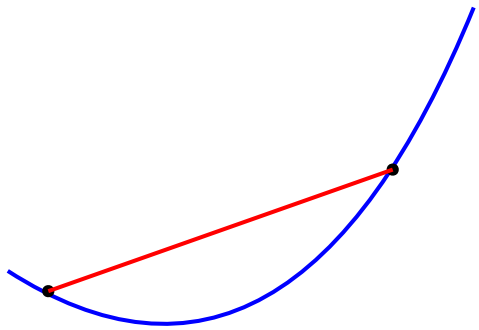

Abbildung 3.20 – Darstellung einer konvexen Funktion in Anlehnung an [24]

Algebraisch kann die Konvexität einer skalaren Funktion von einer unabhängigen Va-

riablen nachgewiesen werden, indem die zweite Ableitung der Funktion gebildet wird. Ist die zweite Ableitung stets positiv oder null, also nicht-negativ, so ist die Funktion konvex [71].

Sind sowohl die Zielfunktion als auch die mögliche Lösungsmenge konvex, dann ist jedes lokale Optimum eines Optimierungsproblems mit einem globalen Optimum gleichzusetzen [69]. Um ein Optimierungsproblem zu lösen, können verschiedene Verfahren angewandt werden. Hierzu gehören neben Gradientenverfahren auch verschiedene Varianten des Newton-Verfahrens. Nachfolgend wird beispielhaft und grundlegend auf das Lokale Newton-Verfahren nach [35] eingegangen. Für detailliertere Beschreibungen zu diesem Verfahren sei auf [35] verwiesen. Das Optimierungsproblem (hier Minimierungsproblem) *min f(x)* soll gelöst werden. Hierzu wird sukzessive die quadratische Approximation $q_i(x)$ der zu minimierenden Funktion f(x) an der Stelle x_i betrachtet.

$$q_i(x) = f(x_i) + \nabla f(x_i)^T \cdot (x - x_i) + \frac{1}{2} \cdot (x - x_i)^T \cdot \nabla^2 f(x_i) \cdot (x - x_i) = min \tag{3.56}$$

Die Iterierte ist durch x_i dargestellt, während $\nabla f(x_i)$ den Gradienten der Zielfunktion an der Iterierten x_i ausdrückt. Der Ausdruck $\nabla^2 f(x_i)$ stellt die Hesse-Matrix der Funktion f(x) an der Stelle x_i (siehe [35]) dar. Unter der Voraussetzung, dass die Hesse-Matrix $\nabla f(x_i)$ positiv definit ist, folgt für die Iterationsvorschrift [35]:

$$x_{i+1} = x_i - (\nabla^2 f(x_i))^{-1} \nabla f(x_i) \tag{3.57}$$

In Abbildung 3.21 ist das Newton-Verfahren geometrisch interpretiert.

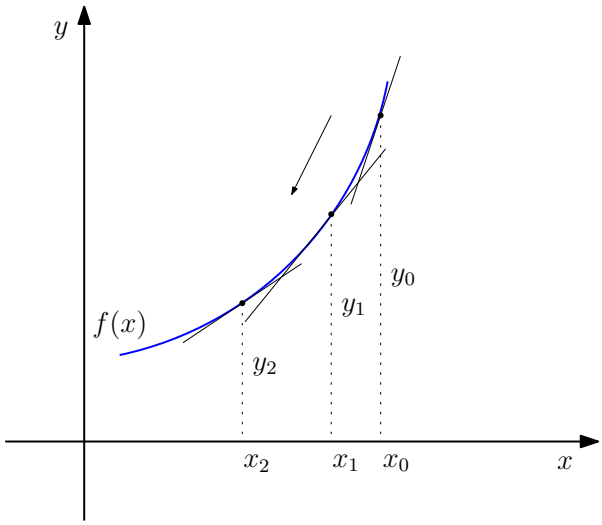

Abbildung 3.21 – Geometrische Darstellung des Newton-Verfahrens

3.3.3 Regelung überaktuierter mechatronischer Systeme

Dieser Abschnitt geht auf die Grundlagen überaktuierter Systeme sowie den Control Allocation [47] Ansatz ein. Beginnend soll ein vereinfachtes Beispiel erläutern, was ein überaktuiertes System ist und wieso der Control Allocation Ansatz für die Regelung dieser Systeme sinnvoll ist. In Abbildung 3.22 ist ein Fahrzeug mit sechs Einzelradantrieben aus der Draufsicht dargestellt. Die sechs Einzelradantriebe können unabhängig

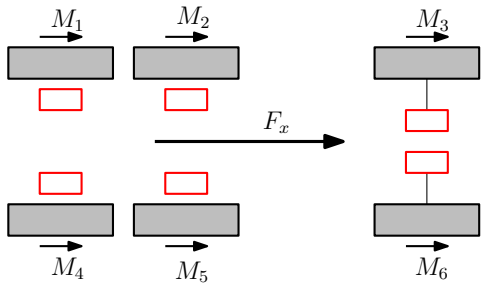

Abbildung 3.22 – Beispielskizze eines überaktuierten Systems

voneinander mit individuellen Momenten (M_i), den sogenannten Stellgrößen angetrieben werden. Das einzige Fahrziel des Fahrzeuges ist es, die Längsvortriebskraft F_x zu erreichen. Für die Umsetzung dieses Fahrziels würde theoretisch die Ansteuerung eines einzigen Einzelradantriebs mit ausreichendem Drehmoment genügen. Andererseits könnten auch bis zu sechs Einzelradantriebe mit entsprechend geringeren Drehmomentwerten angesteuert werden. Da es mehr Umsetzungsmöglichkeiten als Fahrziele selbst gibt, wird von einem überaktuierten System gesprochen. Andere Beispiele betreffen mehrstrahlige Flugzeuge.

Über den Control Allocation Ansatz, dem ein Optimierungsalgorithmus einbeschrieben ist, soll nun die gezielte Ansteuerung der Einzelradantriebe geregelt werden. Neben dem Ziel der Umsetzung der Längsvortriebskraft F_x können im Control Allocation Ansatz ein Vielzahl zusätzlicher Ziele adressiert werden. So kann auf die Verteilung der Stellgrößen an die unterschiedlichen Einzelradantriebe Einfluss genommen werden. Beispielsweise kann die Verteilung der Stellgrößen anhand energetischer Gesichtspunkte erfolgen, indem das Betreiben der einzelnen Antriebe im optimalen Wirkungsgrad angestrebt wird. Eine weiteres Ziel kann die Verteilung der Stellgrößen nach traktionsoptimierten Gesichtspunkten sein. Durch Gewichtungselemente ermöglicht es der Control Allocation Ansatz, zwischen den einzelnen Zielen, sofern sie im Widerspruch stehen, zu gewichten. Schlussendlich wird eine einzige Stellgrößenverteilung definiert mit der die Einzelradantriebe so angesteuert werden, dass die gewünschten Ziele im bestmöglichen Kompromiss umgesetzt werden.

3.3.3.1 Überaktuierte mechatronische Systeme

Ein Beispiel für mechatronische Systeme sind Fahrzeuge, deren Bewegung geregelt wird. Die Bewegung dieser mechatronischen Systeme wird durch das Einbringen von Kräften oder Momenten auf das mechatronische System erzeugt. Hierfür sorgen Effektoren, also mechanische Applikationen wie Propeller oder Reifen, welche zeitabhängig Kräfte bzw. Momente erzeugen. Sind mehr Effektoren vorhanden als zwingend notwendig wären, um die Regelziele des mechanischen Systems zu erreichen, liegt ein überaktuiertes System vor. Ein überaktuiertes System ist dadurch gekennzeichnet, dass die Regelung der gewünschten Fahrzustände auch mit weniger Regelungseingängen als tatsächlich vorliegen, erreicht werden könnte. Dennoch werden überaktuierte Systeme aus unterschiedlichen Gründen eingesetzt. Zum einen kann die gezielte Redundanz von Effektoren ein Grund sein. Eine solche Redundanz ermöglicht, dass ein mechatronisches System beim unerwünschten Ausfall eines oder mehrerer Effektoren dennoch regelbar bleibt [47]. Weitere Gründe können der vorhandene Bauraum oder schlicht das gewünschte Design des mechatronischen Systems sein.

Effektoren können für unterschiedliche Regelziele Verwendung finden. Ein Beispiel sind die vier Bremsen eines Pkws. Sie wurden ursprünglich installiert, um die Regelung der Längsbewegung des Pkws durch den Fahrer zu unterstützen. Alle vier Bremsen können in der Folge jedoch auch für die laterale Stabilitätsregelung des Fahrzeuges verwendet werden, indem mit deren Hilfe gezielt ein Giermoment erzeugt wird [47].

Der Aufbau von Regelungsalgorithmen für überaktuierte, mechatronische Systeme wird zumeist in unterschiedliche Ebenen unterteilt (siehe Abbildung 3.23).

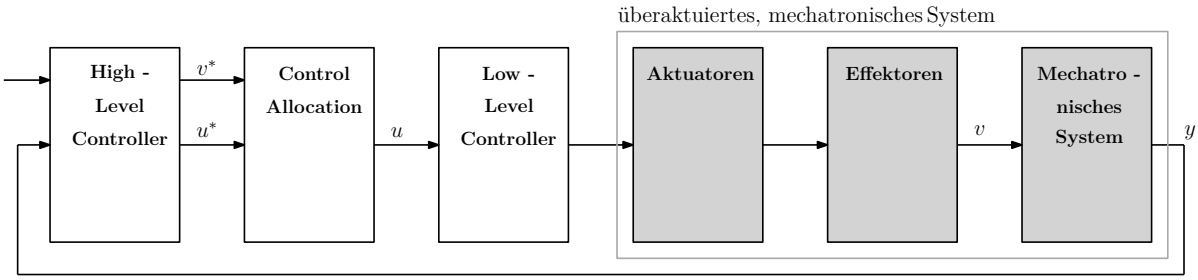

Abbildung 3.23 – Schaubild von Regelungsstruktur und überaktuiertem System in Anlehnung an [47]

Die erste Ebene beinhaltet den *High-Level Controller*. Dieser bestimmt die Soll-Größen (wie die Soll-Längsvortriebskraft für ein Nutzfahrzeug), welche das mechatronische System umsetzen soll. Er schreibt diese Soll-Größen in einen Regelzielvektor $\mathbf{v}^*$. Ebenso beschreibt der High-Level Controller den Verteilungsvektor $\mathbf{u}^*$, um eine gewünschte Zuteilung der individuellen Soll-Größen (Kraft oder Moment) auf die unterschiedlichen Effektoren zu erreichen. Anschließend leitet die *Control Allocation* – abhängig vom Regelzielvektor – die individuellen Soll-Größen für die unterschiedlichen Effektoren ab und schreibt diese in den Stellgrößenvektor $\mathbf{u}$ [37] [47]. Das Ziel der Control Allocation ist die

Einstellung der optimalen Zuteilung der Kräfte und Momente auf die Effektoren, und zwar hinsichtlich der definierten Regelungsziele $\mathbf{v}^*$ und der gewünschten Verteilung $\mathbf{u}^*$ für das mechatronische System [54]. Weiter folgen *Low-Level Controller*, welche die den *Effektoren* zugewiesenen *Aktuatoren* regeln. Ziel ist hierbei, die durch die Control Allocation geforderten Kräfte und Momente (Stellgrößenvektor $\mathbf{u}$) einzustellen [47]. In der vorliegenden Arbeit werden als Aktuatoren sowohl elektrische als auch verbrennungsmotorische Antriebseinheiten betrachtet. Die Effektoren (Reifen) mit ihren zugewiesenen Aktuatoren bilden zusammen mit dem mechatronischen System das zu regelnde *überaktuierte System* (bspw. ein Nutzfahrzeug).

3.3.3.2 Control Allocation Ansatz

Für Erläuterungen zur Control Allocation sind Effektoren und Aktuatoren sowie deren Low-Level Controller im Begriff Stellglieder bzw. Stellgrößen zusammengefasst. Der Kern des in dieser Arbeit verwendeten Control Allocation Ansatzes ist ein etabliertes Optimierungsproblem, das in [36] beschrieben ist. Dieser ist in Gleichung 3.58 abgebildet [36].

$$\mathbf{u} = \arg \min_{\underline{\mathbf{u}} \leq \mathbf{u} \leq \bar{\mathbf{u}}} \left[\|\mathbf{W_u}(\mathbf{u} - \mathbf{u}^*)\|_2^2 + \gamma \, \|\mathbf{W_v}(\mathbf{B} \cdot \mathbf{u} - \mathbf{v}^*)\|_2^2 \right] \tag{3.58}$$

Für ausführlichere Herleitungen dieser Darstellung sei auf [37] und [36] verwiesen. Die Optimierung ermöglicht die Ansteuerung überaktuierter Systeme, wie sie in Unterabschnitt 3.3.3.1 vorgestellt sind.

Nachfolgend wird die Bedeutung der einzelnen Variablen der Optimierung beschrieben. Im Regelzielvektor $\mathbf{v}^*$ sind die Soll-Größen aus dem High-Level Controller einbeschrieben. Ein Ziel der Optimierung ist es, die Stellglieder des Systems so anzusteuern, dass die unterschiedlichen Soll-Größen des Regelzielvektors (bestmöglich) erfüllt werden. Die individuellen Stellgrößen für die Stellglieder sind im Stellgrößenvektor $\mathbf{u}$ definiert. Die Matrix $\mathbf{B}$ stellt den kinematischen Zusammenhang zwischen den Regelzielen in $\mathbf{v}^*$ und den Stellgrößen in $\mathbf{u}$ her. Ist beispielhaft der einzige Eintrag von $\mathbf{v}^*$ als Kraft und sind die Einträge von $\mathbf{u}$ als Momente beschrieben, so ist in der Matrix $\mathbf{B}$ die kinematische Kopplung zwischen den Einträgen, also der inverse Hebelarm eingetragen. Die Matrix $\mathbf{W_v}$ ist eine Gewichtungsmatrix, mit welcher die einzelnen Regelziele des Regelzielvektors $\mathbf{v}$ gewichtet werden können. Ihre Funktionsweise wird in Kapitel 6 detaillierter beschrieben. Der Verteilungsvektor $\mathbf{u}^*$ beschreibt die Verteilung der Stellgrößen auf die unterschiedlichen Stellglieder. Durch diese Verteilung kann sowohl eine gezielte Gleichverteilung, als auch eine gezielte Ungleichverteilung der Stellgrößen bezweckt werden. Hierbei spielen die Beträge der Einträge von $\mathbf{u}^*$ eine untergeordnete Rolle. Wichtig ist die Differenz zwischen den Einträgen, da diese ein Maß für die Verteilung der Stellgrößen darstellt. Mit der Gewichtungsmatrix $\mathbf{W_u}$ wird zusätzlich auf die Stellgrößenverteilung Einfluss genommen.

Es zeigen sich zwei Ziele, die durch die Optimierung verfolgt werden. Der erste Teil der

Zielfunktion ($\|\mathbf{W_u}(\mathbf{u}-\mathbf{u}^*)\|_2^2$) wird hinsichtlich $\mathbf{u}$ so minimiert, dass möglichst $\mathbf{u} = \mathbf{u}^*$ gilt. Es soll also die gewünschte Stellgrößenverteilung $\mathbf{u}^*$ erreicht werden. Der zweite Teil der Zielfunktion ($\|\mathbf{W_v}(\mathbf{B}\cdot\mathbf{u}-\mathbf{v}^*)\|_2^2$) wird hinsichtlich $\mathbf{u}$ so minimiert, dass möglichst $\mathbf{v} = \mathbf{v}^*$ gilt. Die Erfüllung des Regelzielvektors $\mathbf{v}^*$ ist fokussiert. Um zwischen diesen beiden Zielfunktionen zu gewichten, ist der Gewichtungsparameter γ eingeführt.

Die Minimierung berücksichtigt die Aktuatorgrenzen $\mathbf{u_{min}}$ und $\mathbf{u_{max}}$. Auch die Veränderung der Stellgrößen $\mathbf{u}$, also deren Gradient, kann einbezogen werden, was in der vorliegenden Arbeit aber nicht angewandt wird.

$$\mathbf{u}_{min} \leq \mathbf{u} \leq \mathbf{u}_{max} \tag{3.59}$$

$$\frac{\Delta\mathbf{u}_{min}}{\Delta t} \leq \dot{\mathbf{u}} \leq \frac{\Delta\mathbf{u}_{max}}{\Delta t} \tag{3.60}$$

Damit die Begrenzung eines Stellgliedes ausgeglichen werden kann, wird die Differenz $\mathbf{u}$ - $\mathbf{u_{min}}$ bzw. $\mathbf{u_{max}}$ - $\mathbf{u}$ dieses Stellgliedes auf die anderen Stellglieder umverteilt. Dieser Vorgang wird durch den Term $\mathbf{u}$ - $\mathbf{u}^*$ unterstützt. Zusammenfassend kann gefolgert werden, dass der Optimierungsalgorithmus hinsichtlich $\mathbf{u}$ so arbeitet, dass die beschriebenen Ziele der Optimierung bestmöglich, bzw. im bestmöglichen Kompromiss erreicht werden. Zur Umsetzung des Optimierungsproblems wird die Quadratic Programming Control Allocation Toolbox (QCAT) von Ola Härkegård verwendet [36]. Die Programmierung erfolgt in MATLAB.

Konvexe Optimierungsprobleme bieten die in Abschnitt 3.3.2 beschriebenen Vorteile. Um die Konvexität des in dieser Arbeit verwendeten Optimierungsalgorithmus zu untersuchen, werden nachfolgend sowohl die Lösungsmenge, als auch die Zielfunktion der Optimierung auf Konvexität geprüft. Die Lösungsmenge in dieser Arbeit ist lediglich durch die maximal aufzubringenden Radkräfte der einzelnen Räder in x-Richtung beschränkt. Diese Beschränkung berücksichtigend, kann der Stellgrößenvektor $\mathbf{u}$ jegliche Gestalt annehmen. Somit ist diese Lösungsmenge nach Abschnitt 3.3.2 konvex. Dass es sich bei den beiden Teilen (Summanden) der Zielfunktion aus Gleichung 3.58 um konvexe quadratische Funktionen handelt, ist durch [13] nachgewiesen. Zur Untersuchung der Konvexität der gesamten Zielfunktion aus Gleichung 3.58 sei auf nachfolgende Ausführungen übergeleitet. Eine Zielfunktion ist dann konvex, wenn ihre Hesse-Matrix positiv definit ist [13]. Nachfolgend ist die untersuchte Zielfunktion dargestellt:

$$f(\mathbf{u}) = \|\mathbf{W_u}(\mathbf{u}-\mathbf{u}^*)\|^2 + \gamma\,\|\mathbf{W_v}(\mathbf{B}\cdot\mathbf{u}-\mathbf{v}^*)\|^2 \tag{3.61}$$

Zur Bildung der Hesse-Matrix wird die Zielfunktion im ersten Schritt umgeformt:

$$f(\mathbf{u}) = W_u^{ik}(u_i - u_i^*)(u_k - u_k^*) + \gamma\; W_v^{ik}(B^{ke}u_e - v_k^*)(B^{in}u_n - v_i^*) \tag{3.62}$$

Anschließend wird die umgeformte Zielfunktion nach $\mathbf{u}$ abgeleitet.

$$\frac{\partial f}{\partial u_s} = W_u^{ik} \left[\frac{\partial u_i}{\partial u_s}(u_k - u_k^*) + (u_i - u_i^*)\frac{\partial u_k}{\partial u_s} \right] + \gamma\ W_v^{ik} \left[B^{kl}\ \frac{\partial u_e}{\partial u_s}(B^{in}u_n - v_i) \right.$$
$$\left. +(B^{ke}u_e - v_k^*)B^{il}\ \frac{\partial u_n}{\partial u_s} \right] \tag{3.63}$$

Unter Zuhilfenahme des Kronecker-Delta (siehe Gleichung 3.64) für dessen Definition auf [72] verwiesen sei, kann die Ableitung der Zielfunktion umgeformt werden (siehe Gleichung 3.65):

$$\frac{\partial u_i}{\partial u_s} = \delta_{is} \tag{3.64}$$

$$\begin{aligned}
\frac{\partial f}{\partial u_s} &= W_u^{ik}\left[\delta_{is}(u_k - u_k^*) + (u_i - u_i^*)\delta_{ks}\right] \\
&+\ \gamma\ W_v^{ik}\left[B_i^{ke}\delta_{es}(B_i^{in}u_n - v_i^*) + (B^{ke}u_e - v_k^*)B^{i*}\delta_{ns}\right] \\
&= W_u^{sk}(u_k - u_k^*) + W^{is}(u_i - u_i^*) + \\
&+\ \gamma\ W_v^{ik}\left[B^{ks}(B^{in}u_n - v_i^*) + B^{ke}(u_e - v_k^*)B^{is}\right]
\end{aligned} \tag{3.65}$$

Die erste Ableitung der Zielfunktion wird nun partiell erneut abgeleitet:

$$\begin{aligned}
\frac{\partial^2 f}{\partial u_r\ \partial u_s} &= W_u^{sr} + W_u^{rs} + \gamma\ W_v^{ik}\left[B^{ks}B^{ir} + B^{ks}B^{is}\right] \\
&= W_u^{sr} + W_u^{rs} +\ \gamma\left[W_v^{ik}B^{ks}B^{ir} + W_v^{ik}B^{kr}B^{is}\right] \\
&= W_u^{sr} + W_u^{rs} +\ \gamma\left[B^{ir}W_v^{ik}B^{ks} + B^{is}W_v^{ik}B^{kr}\right] \\
&= (\mathbf{W_u} + \mathbf{W_u^T})^{sr} +\ \gamma((\mathbf{B^T W_v B})_{rs} + (\mathbf{B^T W_v B})_{sr})
\end{aligned} \tag{3.66}$$

In kompakter Schreibweise ausgedrückt folgt:

$$\frac{\partial^2 f}{\partial \mathbf{u^2}} = Sym(\mathbf{W_u} + \mathbf{B^T W_v B}) \tag{3.67}$$

Ist die Hesse-Matrix Sym($\mathbf{W_u} + \mathbf{B^T W_v B}$) positiv definit, so handelt es sich bei der Zielfunktion um eine konvexe Funktion. Die Definitheit einer symmetrischen Matrix kann über die Eigenwerte der Matrix bestimmt werden. Sind alle Eigenwerte größer als Null, so ist die Matrix positiv definit. Sind in der Verwendung der Zielfunktion die Einträge der Matrizen so gewählt, dass die Eigenwerte der Hesse-Matrix positiv sind, ist die Zielfunktion konvex.

Zusammenfassend ist somit die Konvexität des in dieser Arbeit angewandten Opti-

mierungsproblems ausreichend untersucht. Sowohl für die Lösungsmenge als auch für die Zielfunktion ist definiert unter welchen Voraussetzungen Konvexität vorliegt.

3.4 Aufbau der Fahrszenarien

Um den von Nutzfahrzeugen befahrenen Offroad-Bereich in der virtuellen Entwicklungsumgebung abbilden zu können, wird dieser Bereich im Folgenden untersucht und beschrieben. Die hier dargestellten physikalischen Zusammenhänge bilden die Grundlage für die Modellbildung der Szenarien in Unterkapitel 5.3.

Um Szenarien aus dem Offroad-Bereich zu beschreiben, müssen zum einen die geometrischen Abmaße dieser Szenarien und zum anderen die Interaktion zwischen Reifen und Untergrund (Kraftschlusspotenzial) definiert werden. Für den Wegebau in ländlichen Regionen können hierzu die Richtlinien für den Ländlichen Wegebau (RLW) herangezogen werden. Diese Richtlinien gehen auf die Deutsche Vereinigung für Wasserwirtschaft, Abwasser und Abfall e.V. (DWA) zurück. Ländliche Wege nehmen am gesamten Straßen- und Wegenetz in Deutschland einen Anteil von 45 Prozent ein. Sie werden grundsätzlich in *Verbindungswege*, *Feldwege* und *Waldwege* unterteilt [7]. Um sie ausreichend zu beschreiben, werden neben der Fahrbahnbreite auch die Entwurfsparameter Kurvenmindestradius r_{min} [m], Längsneigung s [%] und Querneigung q [%] beschrieben [7]. Der sogenannte Schwierigkeitsgrad der Befahrbarkeit (gering, mittel, groß) richtet sich nach der Plangeschwindigkeit, mit der die Strecke befahren werden kann [7]. Abhängig von der Art des Wegs und dem Schwierigkeitsgrad werden die Entwurfsparameter bestimmt. Anhand von Wirtschaftswegen[2], die eine Untergruppe der Feldwege darstellen, sei die Bestimmung der Entwurfsparameter beispielhaft erläutert (siehe Tabelle 3.1).

Schwierigkeitsgrad der Befahrbarkeit	r_{min} in m	max s in %	q in %
Gering	15	8	Gebundene Decke
Mittel	10	12	3
Groß	7,5	15	Ungebundene Decke
Ausnahme	5,5	20	6

Tabelle 3.1 – Entwurfsparameter für Wirtschaftswege nach [7]

Aus der Tabelle 3.1 geht hervor, dass die Längssteigung s [%] von Wirtschaftswegen in Ausnahmen bis 20 % annehmen kann. Der minimale Radius kann auf bis zu 5,5 m

[2] Wirtschaftswege sind Feldwege, die entsprechend ihrer Verkehrsbeanspruchung befestigt oder natürlich fest sind. Sie dienen der Erschließung der Flur und sind bei geeigneter Witterung ganzjährig befahrbar [17].

reduziert werden. Die Querneigung beträgt für gebundene Decken 3 % und für ungebundene Decken 6 %. Gebundene Decken sind beispielsweise mit dem Bindemittel Zement versetzt, was zu erhöhter Versiegelung des Wegs führt. Schmutzwasser läuft daher auch bei niedrigerer Querneigung ab.

Weitere Offroad-Bereiche, in denen Nutzfahrzeuge zum Einsatz kommen, finden sich beispielsweise auf Baustellen oder unter Sonderbedingungen wie dem Tagebau. Die Richtlinien, nach denen in solchen Bereichen Wege gebaut werden, sind vielfältig. Deshalb ist es empfehlenswert, virtuelle Szenarien aufzubauen, in welchen die maximale Beanspruchung (bspw. maximale Steigfähigkeit) von Nutzfahrzeugen getestet wird, um alle möglichen Anwendungsfälle abzudecken.

Der Belag von Wegen im Offroad-Bereich ist oft nicht befestigt. Meist ist keine Asphaltierung vorhanden. Das Kraftschlusspotenzial wird gerade bei unbefestigten Fahrbahnen sehr wesentlich durch die Strukturfestigkeit des Untergrunds beeinflusst [18]. Mittels der Haftreibungszahl μ_{H} kann das Kraftübertragungsverhalten eines Reifens auf unterschiedlichen Untergründen beschrieben werden [55].

Luftreifen auf:	trocken	nass (sauber)	nass (schmierig)	vereist
Beton	0,65	0,5	0,3	$< 0{,}5$
Erdweg	0,45		0,2	$< 0{,}2$
Schotter, gewalzt	0,7	0,5	0,4	$< 0{,}2$

Tabelle 3.2 – Haftreibungszahl μ_H auf verschiedenen Untergründen nach [55]

Die Werte in der Tabelle 3.2 sind als Richtwerte anzusehen. Generell ist das Kraftschlusspotenzial von unterschiedlichen Faktoren und Situationen abhängig, etwa der Radaufstandskraft, dem Reifeninnendruck, dem Radschlupf oder der Fahrzeuggeschwindigkeit $\mathrm{v_x}$ [18].

4 Konzeptwahl

Dieses Kapitel beschreibt die Auswahl von zwei Traktionsfahrzeugkonzepten im Nutzfahrzeugsektor. Hierbei werden zwei wichtige Trends, die aktuell die Nutzfahrzeugentwicklung beeinflussen, in die Auswahl miteinbezogen: neue Antriebe (v. a. Elektrifizierung) und Automatisierung. Die mit diesen beiden Trends verbundenen neuen Möglichkeiten forcieren den Aufbau sowohl von automatisierten, vollelektrischen als auch von hybriden Antriebssträngen. So können verschiedene Potenziale im Onroad- und Offroad-Bereich ausgeschöpft werden, die mit konventionellen Antriebssträngen nicht realisierbar wären.

4.1 Auswahlkriterien

Im *Offroad-Bereich* müssen neue Fahrzeugkonzepte die Aspekte der *Steigfähigkeit* und der *Traktion* in unterschiedlichen Szenarien besser als konventionelle Fahrzeugkonzepte abbilden – oder zumindest ähnlich gut –, um diesbezügliche Kundenwünsche zu erfüllen. Hierzu gehören zum einen die Steigfähigkeit in unterschiedlichen Szenarien (Kurvenfahrten, Geraden usw.) und zum anderen die Traktionsfähigkeit auf unterschiedlichen Untergründen mit wechselnden Reibwertkoeffizienten. Entsprechende Ansprüche an Nutzfahrzeuge können hierbei aus Unterkapitel 3.4 abgeleitet werden. Bei der Umsetzung von Anforderungen hinsichtlich der Steigfähigkeit und der Traktion sollten die Konzepte berücksichtigen, dass die Fahrzeuge stets manövrierbar bleiben. Ein weiteres Ziel, das bereits bei konventionellen Antriebssträngen angegangen wurde (siehe Abschnitt 2.2.3), ist das gezielte *Verringern von Wenderadien durch gezielte Drehmomentverteilung* im Antriebsstrang. Hierbei bieten neue, vor allem elektrifizierte Antriebe, weitreichende Möglichkeiten. Damit die neuen Fahrzeugkonzepte dazu beitragen können, dass der Fahrer entlastet bzw. unterstützt wird, ist die Möglichkeit der *Automatisierung* des Antriebskonzepts ein weiteres Auswahlkriterium für die Optimierung im Traktionsbereich. Damit wird außerdem ein Beitrag zum in Abschnitt 2.2.1 beschriebenen Weg hin zum autonomen Fahren von Nutzfahrzeugen geleistet. Insgesamt wird also angestrebt, die vorstehend umrissenen Ziele wie Verbesserung der Traktionsfähigkeit und Wendekreisminimierung durch gezielte Drehmomentverteilung automatisiert und ohne direkten Fahrereingriff zu ermöglichen.

Im *Onroad-Bereich* ist die Reduzierung der *Verbrauchs- und Emissionswerte* bei Nutzfahrzeugen ein auch für Traktionsfahrzeuge wichtiges Thema. So verschärfte die Europäische Union im Jahr 2019 die Vorschriften zur Reduzierung des CO_2-Ausstoßes für Emis-

sionen allgemein für den Sektor der schweren Nutzfahrzeuge [75]. Traktionsfahrzeuge wie Baufahrzeuge oder Holztransporter fahren den überwiegenden Teil ihrer Fahrzyklen onroad auf asphaltierten Strecken, da sie sich zumeist nur relativ kurz im Offroad-Bereich befinden, etwa um zu laden oder zu entladen. Folglich müssen die Antriebsstränge vieler Traktionsfahrzeuge nur in einem relativ kurzen Offroad-Anteil des Fahrzyklus viel Traktion erzeugen. Im größeren Onroad-Anteil stehen hingegen der Kraftstoffverbrauch und die Emissionen im Vordergrund. Neue Antriebskonzepte wie hybride oder vollelektrische Antriebskonzepte bieten die Möglichkeit, hohe Ansprüche hinsichtlich der Traktionsfähigkeit im Offroad-Bereich und niedrige Verbrauchs- und Emissionswerte im Onroad-Bereich zu vereinen. Deshalb ist ein Auswahlkriterium für neue Fahrzeugkonzepte in dieser Arbeit, dass in den ausgewählten Konzepten hybride Betriebsmodi, wie die Rekuperation von Bremsenergie, berücksichtigt werden, wodurch eine zusätzliche Verbrauchs und Emissionsreduzierung gegenüber konventionellen Fahrzeugen ermöglicht werden kann.

In Zukunft muss vor allem im urbanen Raum mit Regionen gerechnet werden, in denen Fahrzeuge *lokal emissionsfrei* betrieben werden müssen. Beispielsweise plant die französische Hauptstadt Paris, Automobile mit Diesel- oder Benzinmotor bereits ab dem Jahr 2030 zu verbieten. Ähnliche Regelungen planen 20 weitere Großstädte weltweit [102]. Nutzfahrzeughersteller müssen deshalb damit rechnen, dass ähnliche Regelungen ebenfalls für sie gelten. Entsprechend ist auch die Ermöglichung lokal emissionsfreier Fahrt ein Auswahlkriterium für neue Fahrzeugkonzepte.

Ein letztes Auswahlkriterium betrifft die *Vereinfachung von Antriebssträngen bzw. des damit verbundenen Produktportfolios*. In der Nutzfahrzeugindustrie gibt es eine Vielzahl von Fahrzeugkonzepten mit unterschiedlichen Antriebssträngen. Viele Hersteller bieten somit ihren Kunden ein breites Produktportfolio an. Neue Antriebskonzepte können zur Vereinfachung und zur Reduzierung dieses Portfolios beitragen, indem sie die Vorteile verschiedener Konzepte vereinen.

Zusammenfassend kann festgehalten werden, dass sich die Hersteller von Traktionsfahrzeugen in einem gewissen Widerspruch befinden. Zum einen müssen sie Fahrzeuge anbieten, die anspruchsvolle Fahraufgaben im Offroad-Bereich erfüllen können, wozu möglichst viele angetriebene Räder zum Einsatz kommen sollten, die möglichst variabel angetrieben werden. Dies verlangt nach komplexen Antriebssträngen. Zum anderen werden Traktionsfahrzeuge von den Kunden zunehmend auch bezüglich ihres Verbrauchs- und Emissionsverhaltens, ihres Automatisierungsgrads und ihrer Beschaffungskosten bewertet. Dies drückt sich auch in der Kennzahl Total Costs of Ownership (TCO) aus, welche die Gesamtbetriebskosten eines Nutzfahrzeuges für einen Eigentümer während der Einsatzdauer zeigt (siehe Abbildung 4.1). Die größten Kostenträger für den Kunden sind hierbei die Beschaffung, die Personalkosten für den Fahrer sowie der Kraftstoffverbrauch. Im Zusammenhang mit den Kriterien für die Auswahl von Traktionsfahrzeugkonzepten müssen diese drei Hauptkostenträger besondere Berücksichtigung finden. Zunächst können durch eine Vereinfachung des Produktportfolios neuer Traktionskonzepte die Beschaffungskosten von Nutzfahrzeugen verringert werden, beispielsweise durch die

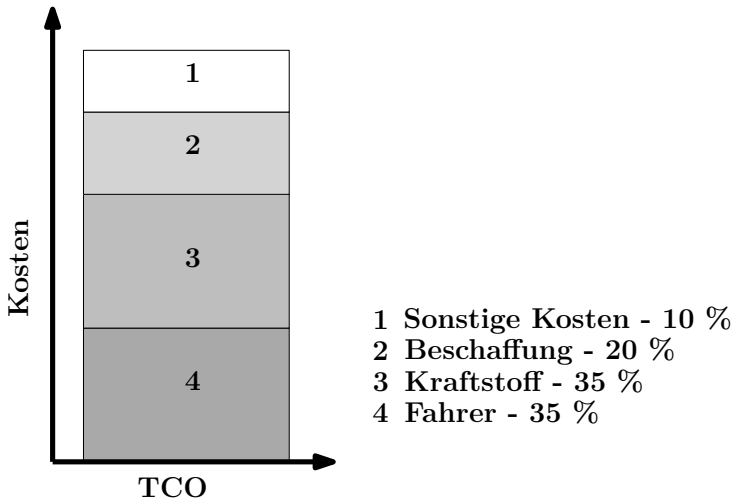

Abbildung 4.1 – Berechnung der Total Costs of Ownership (TCO) in Anlehnung an [3]

Reduzierung von Entwicklungskosten oder die Vereinfachung der Produktionslinien. Die Kosten für den Fahrer können im Zuge der Automatisierung des Antriebskonzepts verringert werden, da beispielsweise Schulungskosten eingespart werden. Die Kraftstoffkosten sind durch Kriterien zur Verbrauchsreduzierung adressiert.

Zusammenfassend ermöglichen die aufgestellten Kriterien, Nutzfahrzeugkonzepte sowohl nach Auswahlpunkten zu bewerten, die stark an den TCO orientiert sind, als auch das Erfordernis eines verbesserten Traktionsverhaltens berücksichtigen. Auch wenn in vorliegender Arbeit eine Untersuchung des Traktionsverhaltens bei neuen Fahrzeugkonzepten fokussiert wird, müssen die unterschiedlichen, oft gegensätzlichen Auswahlkriterien umfänglich in die Bewertung mit einbezogen werden. So kann gewährleistet werden, dass die Fahrzeugkonzepte nicht an den Kundenbedürfnissen und der Marktnachfrage vorbei gewählt werden. Schlussendlich sind traktionsstarke Nutzfahrzeuge nur dann am Markt erfolgreich, wenn sie neben performanter Traktionsfähigkeit auch für den Interessenten akzeptable TCO erkennen lassen.

4.2 Konzeptauswahl

Das Resultat der Konzeptauswahl sind zwei Konzepte, die jeweils eine Reihe von den im vorigen Unterkapitel beschriebenen Auswahlkriterien erfüllen. Grundsätzlich wird das Ziel verfolgt, ein Konzept zu wählen, das in naher Zukunft umgesetzt werden kann und daher seriennahe Eigenschaften aufweist. Ein solches Konzept wird im Zuge dieser Arbeit virtuell untersucht. Zusätzlich wird der Aufbau dieses Konzepts an einem realen Demonstratorfahrzeug umgesetzt. An diesem Fahrzeug wird auch die Regelungsstrategie aus Kapitel 6 getestet (siehe Kapitel 6 und Kapitel 7). Das zweite Konzept ist ein akademisches Forschungsfahrzeug, welches rein virtuell betrachtet wird.

4.2.1 Hybrides, seriennahes Antriebskonzept

Das erste Antriebskonzept baut auf einem konventionellen Serienfahrzeug mit der Radformel 6 x 4 auf. Es wird zu einem achsgeteilten hybriden Fahrzeug umgebaut (siehe Abbildung 4.2). Dies bedeutet unter anderem, dass die zweite, mechanisch angetriebene Achse durch eine elektrisch betriebene Achse ersetzt wird. Zusätzlich werden elektrische Komponenten wie Batterien integriert. Die Ansteuerung der beiden angetriebenen Ach-

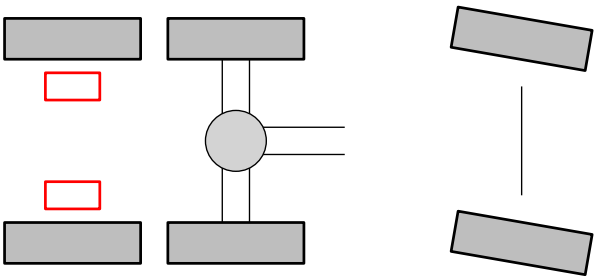

Abbildung 4.2 – Hybrides Antriebskonzept mit konventionell und elektrisch angetriebener Achse

sen (konventionell und elektrisch) wird über eine hierarchische Supervisory-Regelung umgesetzt, welche in der Mehrzahl aktuell produzierter Nutzfahrzeuge den Stand der Technik darstellt. Dieses Fahrzeugkonzept ist also mit überschaubarem Aufwand für ein Demonstratorfahrzeug umsetzbar. Die Umsetzung der Ansteuerung dieses realen Fahrzeugs mit der in Kapitel 6 entworfenen Regelungsstrategie ist in Kapitel 7 beschrieben. Aufgrund der Seriennähe des Fahrzeugkonzepts ist eine Umsetzung zur Serienreife mittelfristig möglich. Inwieweit das Konzept die in Unterkapitel 4.1 beschriebenen Kriterien erfüllt, wird nachfolgend erläutert.

In Hinblick auf Aspekte wie die *Steigfähigkeit und die Traktionsfähigkeit* auf verschiedenen Untergründen ist kein Verlust an Leistungsfähigkeit gegenüber einem konventionellen Fahrzeug mit gleicher Radformel zu erwarten, da ebenfalls zwei angetriebene Achsen im Einsatz sind. Der radindividuelle Antrieb der zweiten Hinterachse sowie die Möglichkeit, beide Hinterachsen variabel anzutreiben, erweitern das Traktionspotenzial. Eine Verschlechterung der Manövrierbarkeit ist aufgrund der variablen Antriebseigenschaften bei diesem Konzept nicht zu erwarten. Inwieweit aktuell verfügbare elektrische Nutzfahrzeugachsen das nötige Drehmomentpotenzial bieten, zeigen die Potenzialanalysen in Kapitel 8.

Der *Automatisierungsgrad* des Antriebsstrangs steigt im Vergleich zu einem konventionellen Konzept, schlicht weil es weniger Differentialsperren gibt, die betätigt werden können. Die gezielte und automatisierte Drehmomentverteilung zwischen Achsen und Rädern erhöht zusätzlich das Potenzial, anspruchsvolle Traktionsaufgaben ohne bzw. mit nur wenig Fahrereinwirkung zu ermöglichen.

Beim Thema der *Verbrauchs- und Emissionsreduzierung* adressiert dieses Konzept bestimmte hybride Betriebsmodi wie das Rekuperieren von Bremsenergie oder das (teil-) elektrische Anfahren. Ausgeführt als sogenannter Plug-in-Hybrid kann auch elektrische Energie aus dem Versorgungsnetz entnommen und im Rahmen des Fahrzyklus eingesetzt werden. Lokal emissionsfreies Fahren ist abhängig von der Leistungsfähigkeit der elektrischen Achse und bedingt abhängig vom Gesamtgewicht des Fahrzeuges sowie der zu überwindenden Fahrwiderstände möglich. Wird das in Abbildung 4.2 dargestellte Fahrzeugkonzept mit konventionellen Fahrzeugen der Radformel 6 x 2 und 6 x 4 verglichen, dann zeigen sich bestehende Möglichkeiten der *Portfoliovereinfachung*. So ist bei dem Konzept von einem ähnlich performanten Traktionsverhalten wie beim konventionellen Fahrzeug mit der Radformel 6 x 4 auszugehen. Andererseits kann das Konzept aufgrund der Möglichkeit, hybride Betriebsmodi zu nutzen, verbrauchs- und emissionstechnisch konventionellen Fahrzeugen mit der Radformel 6 x 2 überlegen sein. Somit könnte das Konzept als eine Alternative gesehen werden, die beide Varianten ersetzt.

4.2.2 Radindividuelles Antriebskonzept

Bei diesem Fahrzeugkonzept handelt es sich ein akademisches Forschungskonzept. Das Fahrzeug wird radindividuell angetrieben und hat die Radformel 6 x 6 (siehe Abbildung 4.3). Als Antriebsregelung wird ein integrierter zentraler Ansatz gewählt, da ein solcher Regelansatz in der Forschung an Gewicht gewinnt, was in Kapitel 6 näher beschrieben wird. Die Umsetzung eines radindividuellen Antriebskonzepts ist beispielsweise durch die Verwendung elektrischer Einzelradantriebe möglich. Die Energiebereitstellung kann hierbei zum Beispiel im Zuge eines batterieelektrischen Fahrzeuges oder eines Brennstoffzellenfahrzeuges ermöglicht werden. Bezüglich der *Traktionsfähigkeit* sowie der *Steigfähigkeit* bietet dieses Fahrzeugkonzept eine größtmögliche Variablität, da jedes Rad bedarfsgerecht und abhängig von den Umgebungsbedinungen angetrieben werden kann. Wenn nötig, kann jedes Rad in seinem Schlupfoptimum betrieben werden. Einschränkungen des konventionellen Antriebsstrangs bezüglich der Drehmomenverteilung (siehe

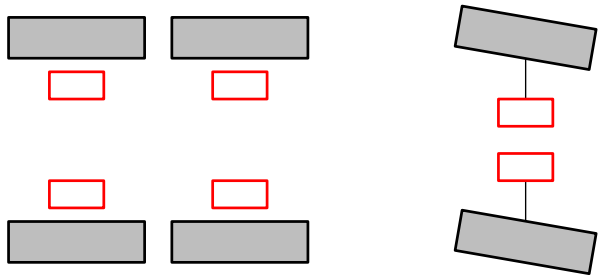

Abbildung 4.3 – Antriebskonzept mit elektrischen Einzelradantrieben

Unterabschnitt 3.2.1.2) sind hier nicht vorhanden. Die Manövrierbarkeit kann durch die Möglichkeit einer variablen Ansteuerung des Antriebskonzepts verbessert werden.

Die *Verringerung von Wenderadien* durch die gezielte Drehmomentverteilung an den angetriebenen Rädern ist durch die Einzelradantriebe ebenfalls möglich. Mittels der automatisierten Regelungsstrategie zum Antrieb der einzelnen Räder ist eine komplette *Automatisierung* des Antriebskonzepts erreicht. Wird ein solches radindividuelles Antriebskonzept durch elektrische Einzelradantriebe ausgeführt, hängt die *Verbrauchs- und Emissionsbilanz* solcher Antriebsstränge von der Bereitstellung der elektrischen Energie (bspw. Brennstoffzelle) ab. Solche Untersuchungen sind jedoch nicht Teil der vorliegenden Arbeit. Das *emissionsfreie Fahren* ist durch die Antriebsstruktur in jeder Fahrsituation möglich. Die *Portfoliovereinfachung* findet dahin gehend statt, dass komplexe mechanische Antriebsstrang-Strukturen komplett ersetzt werden.

5 Modellbildung für ein Gesamtfahrzeug

Dieses Kapitel beschreibt die in dieser Arbeit entwickelte Simulationsmethodik, die die Abbildung des Gesamtfahrzeuges sowie der damit verbundenen Testszenarien beinhaltet (siehe Abbildung 5.1). Diese Simulation soll vorzugsweise die Untersuchung von Fahrdynamik und Traktion ermöglichen. Abgebildet werden die in Kapitel 4 beschriebenen Fahrzeugkonzepte sowie deren konventionelle Referenzfahrzeuge mit gleicher Radformel und mit mechanischem Antriebsstrang. Dies beinhaltet radindividuell, achsgeteilt hybride sowie konventionell angetriebene Fahrzeuge.

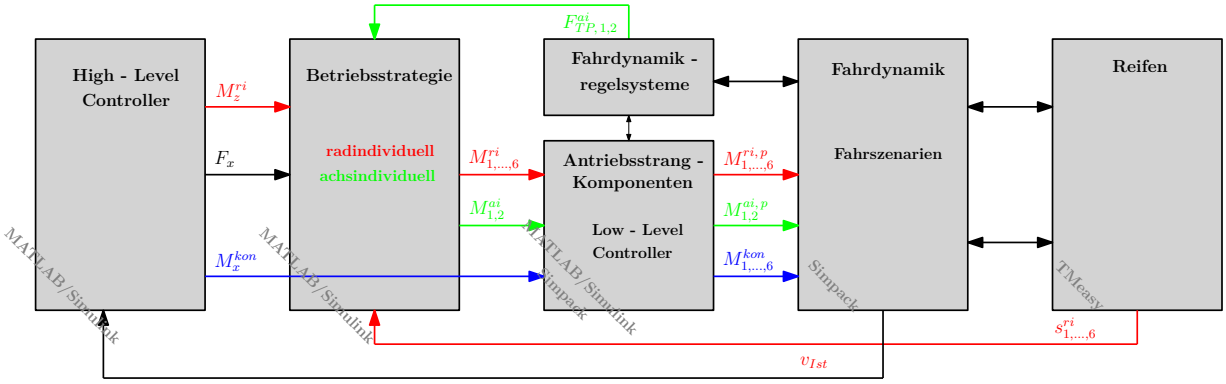

Abbildung 5.1 – Simulationsmethodik des Gesamtfahrzeuges

Durch die Trennung der Simulationsmethodik in einzelne unabhängige Blöcke wird eine Modularität der Methodik erreicht. Dies bedeutet, dass einzelne Blöcke ausgetauscht, weiterentwickelt oder auch für bestimmte Simulationen ausgeklammert werden können. Dies trifft beispielsweise zu, wenn solche Blöcke für die Simulation eines bestimmten Fahrzeugkonzepts nicht gebraucht werden oder aufgrund von Rechenzeiteinsparung ausgeklammert werden. Durch festgelegte Schnittstellen ist der Signalaustausch zwischen den einzelnen Komponenten sichergestellt. Anhand ausgewählter Beispielsignale für die unterschiedlichen Konzeptarten ist dieser Signalaustausch in Abbildung 5.1 erläutert.

Für das radindividuell angetriebene Antriebskonzept ist hierfür der Index ^{ri}, für das achsgeteilt hybride Antriebskonzept der Index ^{ai} eingeführt.

Der *High-Level Controller* bestimmt je nach der eingesetzten Variante die nötigen Signale (Soll-Längsvortriebskraft F_x bzw. Soll-Drehmoment M_x, zum Vortrieb des Gesamtfahrzeuges und Soll-Giermoment M_z) (siehe Unterkapitel 5.4]). Der Block *Betriebsstrategie* (siehe Kapitel 6) ermöglicht die variable Drehmomentverteilung im hybriden bzw. radindividuellen Antriebsstrang-Konzept ($M^{ri}_{1,\ldots,6}$, $M^{ai}_{1,2}$). Im konventionellen Antriebsstrang ist dieser Block nicht in die Methodik eingebunden, da die Verteilung dort der mechanische Antriebsstrang übernimmt. Dieser ist, so wie die anderen Antriebsstrangkomponenten (elektrische Komponenten), Teil des Blocks *Antriebsstrang-Komponenten* (siehe Unterkapitel 5.2). Dort sind neben den Low Level Controllern der einzelnen Komponenten auch die Fahrdynamikregelsysteme hinterlegt, sofern sie für das Fahrzeugkonzept verwendet werden. Im radindividuellen Antriebskonzept, das einen integrierten zentralen Regelansatz verfolgt, werden Fahrdynamikassistenzsysteme nicht abgebildet, da keine Wechselwirkung mit ihnen stattfindet und deren Aufgaben von der Betriebsstrategie selbst erledigt werden (siehe Kapitel 6). Im Konzept für ein achsgeteiltes hybrides Fahrzeug wird eine hierarchische Regelung umgesetzt, da dieses Konzept seriennah entwickelt wird. Hier ist die Wechselwirkung mit den für diese Arbeit relevanten Fahrdynamikregelsystemen essenziell und wird daher umgesetzt. Die Kraftschlusspotenziale ($F^{ai}_{TP,1,2}$) der beiden angetriebenen Achsen sind über diese Systeme definiert und werden an den Block Betriebsstrategie übertragen (siehe Kapitel 6). Für die in dieser Arbeit vor allem untersuchten Traktionseigenschaften der Fahrzeuge ist vor allem das Automatische Schlupfregelungssystem (ASR) relevant. In einem konventionellen Antriebsstrang sind die Fahrdynamikregelsysteme je nach Untersuchungsziel eingebunden. Die Ausgangsdrehmoment-Signale ($M^{ri,p}_{1,\ldots,6}$, $M^{ai,p}_{1,2}$, $M^{kon}_{1,\ldots,6}$) der Antriebsstrang-Komponenten werden an den Block Fahrdynamik übergeben, der die Mehrkörpermodelle der einzelnen Fahrzeugkonzepte beinhaltet (siehe Unterkapitel 5.1). Die Ist-Geschwindigkeit v_{Ist} der Fahrzeugmodelle wird an den High Level Controller weitergegeben. Im Block *Fahrdynamik* werden ebenfalls die Fahrszenarien (siehe Unterkapitel 5.3) modelliert. Das Reifenmodell (siehe Abschnitt 3.1.4.1) wird über den Block *Reifen* eingebunden. Es stellt die Schlupfwerte $s^{ri}_{1,\ldots,6}$ aller Räder im radindividuellen Fahrzeug zur Verfügung.

Die verschiedenen Komponenten sind, wie in Abbildung 5.1 dargestellt, teils in unterschiedlichen Softwareprogrammen modelliert. Hintergrund ist das Ziel, die Vorteile unterschiedlicher Softwareprogramme im Rahmen einer einheitlichen, modularen Methodik zu nutzen. Um dies zu ermöglichen, werden die Programme gekoppelt. Als Reifenmodell wird das kommerzielle Reifenmodell *TMeasy* verwendet, welches über eine festgelegte Schnittstelle in die Mehrkörpersimulationssoftware *Simpack* eingebunden ist. Zur Kopplung der einzelnen Module bzw. Modelle, die in *Matlab/Simulink* und *Simpack* aufgebaut sind, wird eine sogenannte Co-Simulation (siehe Abschnitt 5.1.1) verwendet.

5.1 Modellbildung der Fahrdynamik

Für die Arbeiten in diesem Projekt wurden vier Fahrdynamikmodelle verschiedener Nutzfahrzeugvarianten verwendet, welche auf einem gemeinsamen Grundmodell basieren:

- Modell eines Baustellenkippers:

  Variante 1: mit der Radformel 6 x 6 und Einzelradantrieb.

  Variante 2: mit der Radformel 6 x 6 und mechanischem Antriebsstrang.

- Modell einer Sattelzugmaschine mit der Radformel 6 x 4 sowie einem zweiachsigen Trailer (Kippmulde):

  Variante 1: Die beiden angetriebenen Achsen der Sattelzugmaschine werden individuell im Zuge eines achsgeteilten Hybridfahrzeuges angetrieben. Hierbei wird die erste Achse konventionell und die zweite Achse elektrisch angetrieben.

  Variante 2: Die Sattelzugmaschine wird durch einen mechanischen Antriebsstrang angetrieben.

In diesem Kapitel wird das Mehrkörpermodell erläutert, welches allen Konfigurationen zugrunde liegt. Außerdem werden die Unterschiede der einzelnen Konfigurationen sowie zugehörige Basisinformationen (Masse, Spurweite usw.) dargestellt. Des Weiteren wird auf das für alle Modelle verwendete Reifenmodell eingegangen. Die Schnittstellen zur Regelungsstrategie und zum Fahrszenario werden ebenfalls beschrieben.

5.1.1 Mehrkörpermodell

Das Mehrkörpermodell ist das Grundmodell und fußt auf einem über Jahre hinweg entwickelten Modell einer zweiachsigen Sattelzugmaschine im schweren Nutzfahrzeugsektor, welches u. a. in realen Fahrzeugtests abgeglichen wurde [91]. Ferner fand es für wissenschaftliche Untersuchungen Verwendung [6]. Es repräsentiert das longitudinale, laterale und vertikale Verhalten des Fahrzeugs. Für die Untersuchungen in dieser Ausarbeitung sind eine Reihe von Anpassungen vorgenommen worden, zum Beispiel die Einbindung einer zweiten Hinterachse. Das Fahrzeugmodell (siehe Abbildung 5.2) ist – teils angelehnt an die Großbaugruppen schwerer Nutzfahrzeuge – in unterschiedliche Substrukturen untergliedert. Durch den Aufbau des Modells durch Substrukturen kann die Komplexität des Gesamtfahrzeuges leichter beherrscht werden. Auch ist der Austausch einzelner Substrukturen zum Abbilden verschiedener Modellvarianten möglich. Nachfolgend sind die einzelnen Substrukturen des Grundmodells beschrieben, wobei der mechanische Antriebsstrang gesondert in Unterabschnitt 5.2.1.2 erläutert ist.

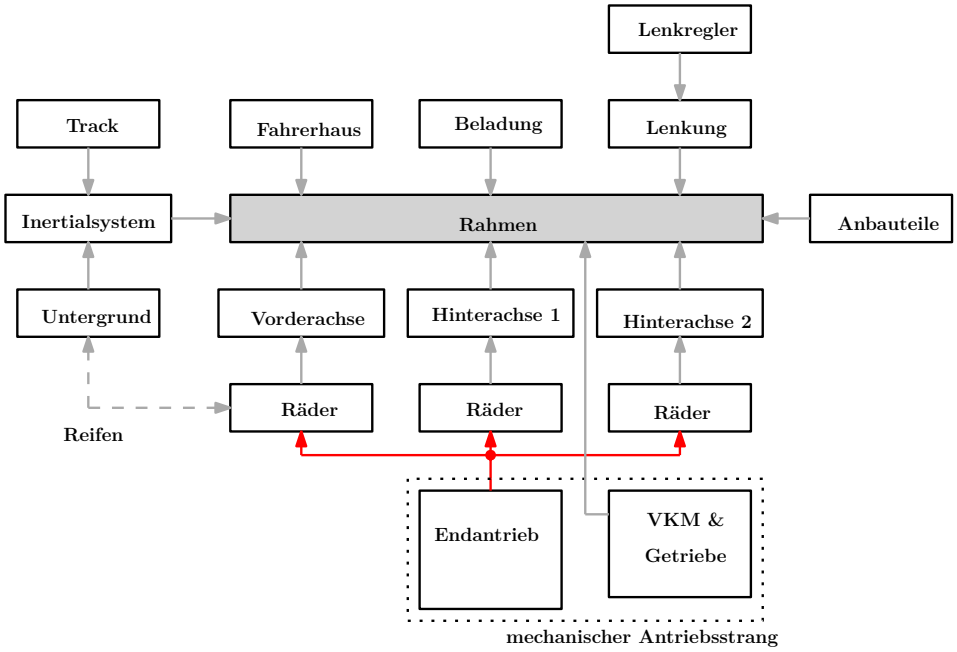

Abbildung 5.2 – Mehrkörper-Grundmodell

Den Ausgangspunkt des Modells bildet der *Rahmen*. Dieser besteht aus drei starren Körpern, die mit je zwei *Gelenken* und *Kraftelementen* verbunden sind. Den Kraftelementen sind Koeffizienten zur Rotationssteifigkeit und Rotationsdämpfung einbeschrieben.

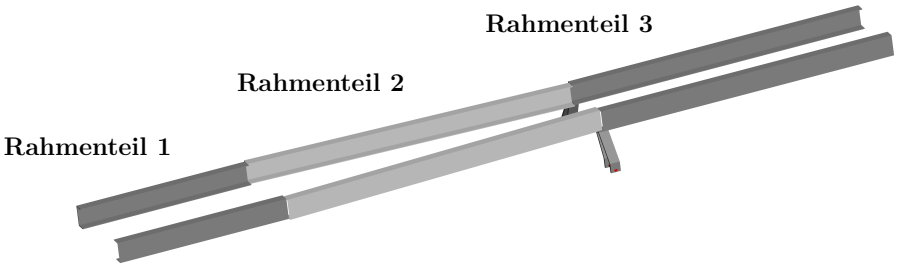

Abbildung 5.3 – Bild des Rahmens mit drei starren Körpern

Im Gegensatz zu einem Rahmenaufbau aus nur einem starren Körper ermöglicht dieser Aufbau, Verdrehungen des Rahmens um die Fahrzeuglängsachse abzubilden. Die Rechenzeit ist verglichen mit einer Rahmenmodellierung als flexibler Körper deutlich geringer. Für das Modell des Baustellenkippers ist der Rahmen länger ausgeführt als für das Modell der Sattelzugmaschine. Ebenso ist am Rahmen der Sattelzugmaschine eine Sattelkupplung mit einem Kraftelement befestigt, welchem ein Steifigkeitskoeffizient zugeordnet ist.

Der Achsköper der *Vorderachse* ist ein flexibler Körper, wodurch Einflüsse auf die kinematischen Eigenschaften der Achse (Spur, Sturz) aufgrund der Verbiegung des Achskörpers abgebildet werden können. Die am Achskörper befestigten Radträger sind starre Körper, durch deren Positionierung die kinematischen Eigenschaften der Achse wie Spreizung, Sturz oder Spur festgelegt sind [6]. Die installierten Blattfedern sind ebenfalls als flexible Körper modelliert, wodurch beispielsweise das Ein- und Ausfedern der Achse bei ungleichmäßiger Fahrbahntopologie dargestellt wird. Weitere Elemente, wie Teile der

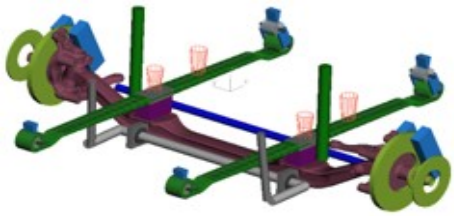

Abbildung 5.4 – Mehrkörpermodell der Vorderachse

Lenkung, sind ausschließlich durch starre Körper abgebildet. An beiden Rädern sind Kraftelemente zwischen Radträger und Radnabe aufgespannt, über welche radindividuelle Drehmomentsignale eingebracht werden können – sei es im Zuge radindividueller Antriebskonzepte oder als Bremsmomente in konventionellen Antriebssträngen (bspw. durch Fahrdynamikregelsysteme).

Beide *Hinterachsen* sind ähnlich modelliert, wobei nachstehend eine Beschränkung auf die Beschreibung der ersten Hinterachse erfolgt. Am starren Achsköper sind verschiedene Komponenten, wie der Längslenker oder der Balgträger, montiert. Die Luftfedern, die am Balgträger ansetzen, sind über Kraftelemente des Typs „Airspring System“ des MKS-Programms *Simpack* definiert. Die Nennkraft der Luftfedern wird vor der Simulation beladungsabhängig festgelegt, wodurch ein rechenzeitaufwendiges Einschwingverhalten der Luftfedern während der Simulation umgangen wird. Hierzu sind drei Beladungsstufen verfügbar, welche ein leeres, ein halb beladenes und ein voll beladenes Fahrzeug parametrieren. Zum Einbringen radindividueller Drehmomente auf die Räder der Hin-

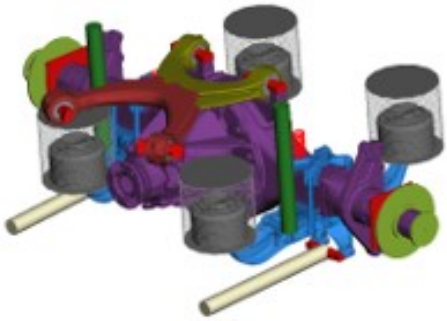

Abbildung 5.5 – Mehrkörpermodell der ersten Hinterachse

terachsen sind wie bei der Vorderachse Kraftelemente zwischen Radträger und Radnabe eingebunden.

Das *Fahrerhaus* besteht aus zwei starren Körpern. Dem starren Körper, der das Fahrerhaus abbildet, sind die zugehörigen Massen und Trägheiten einbeschrieben. Die Fahrerhauslagerung ist durch weitere Kraftelemente modelliert .

Die *Beladung* ist ein mit Masse und Massenträgheit beschriebener starrer Körper. Hierbei sind für die jeweiligen Fahrzeugkonfigurationen die drei Beladungszustände für ein leeres, ein halb volles und volles Fahrzeug wählbar.

In die *Lenkung* ist ein Getriebe mit konstanter Übersetzung, Steifigkeit und Dämpfung eingebunden. Die gewünschte Lenkbewegung wird über die Lenksäule durch das Lenkgetriebe übersetzt und über den Lenkstockhebel auf die Radträger übertragen. Die Lenkbewegung wird durch einen Lenkregler bestimmt, der in Unterkapitel 5.4 genauer beschrieben ist.

Anbauteile wie Treibstoff- oder AdBlue-Tank sind am Rahmen angebunden und als Punktmassen modelliert. Auf eine detailliertere Abbildung der Anbauteile wird verzichtet, da dies die Rechenzeit erhöht und keine bedeutenden Auswirkungen auf die Fahrdynamik des Modells hätte.

Um die fahrdynamischen Eigenschaften der *Reifen* zu modellieren, können über Kraftelemente unterschiedliche Reifenmodelle eingebunden werden. In dieser Arbeit wird das semiphysikalische Reifenmodell TMeasy verwendet [78] (siehe Unterkapitel 3.1.4.1). Physikalische Modelle wie das Reifenmodell FTire [26] können ebenfalls eingebunden werden. Bei allen verwendeten Fahrzeugmodellen ist die erste Hinterachse an beiden Seiten doppelt bereift, während die zweite Hinterachse an beiden Seiten nur einzeln bereift ist. Dies trifft auch für die Achsen zu, die im Zuge des Aufbaus des Demonstratorfahrzeugs (hybrides, achsindividuelles Antriebskonzept) verwendet sind. Entsprechend wird die zweite elektrische Hinterachse dieses Fahrzeugmodells in der virtuellen Modellierung einzeln bereift umgesetzt. Zur besseren Vergleichbarkeit wird diese Bereifung für alle verwendeten Fahrzeugkonzepte eingesetzt.

Der *Trailer*, der durch die 6x4-Sattelzugmaschine gezogen wird, besteht ausschließlich aus Starrkörpern. Am hinteren Ende des Rahmens sind zwei Achsen über Federdämpfer-Module angebracht. Am vorderen Ende des Rahmens ist der Königszapfen positioniert. Durch einen Beladungskörper, dem die zugehörigen Massen und Trägheiten einbeschrieben sind, wird die Beladung definiert, welche mit der Sattelzugmaschine abgestimmt ist. So können für den gesamten Zug die drei Beladungszustände ‚leer‘, ‚halb voll‘ und ‚voll‘ parametriert werden.

Die *Fahrbahn* ist, wie in Unterkapitel 5.3 beschrieben, im Inertialsystem modelliert. Das Inertialsystem dient zusätzlich als Verbindungsbrücke zum Fahrzeugmodell sowie zum Untergrund, auf dem sich die Reifen bewegen.

Wie in Unterkapitel 5.1 dargestellt, ist ein Signalaustausch zwischen den Softwareprogrammen *Matlab/Simulink* und *Simpack* notwendig, um das Gesamtfahrzeug zu simulieren. Um diesen Signalaustausch zu ermöglichen, wird auf die Schnittstelle „SIMAT“ von *Simpack* zurückgegriffen [87]. Mittels dieser Schnittstelle wird eine Co-Simulation

zwischen beiden Programmen ermöglicht. Hierbei stehen beide Solver kontinuierlich in Kontakt und tauschen Daten aus [87] [80]. Die Zeitschrittweite des Signalaustausches zwischen beiden Partnern wird über ein Protokoll festgelegt. Welche Signale übergeben werden, wird vor der Simulation über sogenannte u-Inputs und y-Outputs festgelegt [87].

5.1.2 Baustellenkipper

Mit dem Modell des dreiachsigen Baustellenkippers (siehe Abbildung 5.6) kann das Traktionspotenzial von radindividuellen Antrieben mit dem von konventionellen Antriebssträngen verglichen werden (siehe Kapitel 8).

Abbildung 5.6 – MAN Baustellenkipper 3-achsig

Der Antrieb des Modells findet über zwei Varianten statt, jeweils mit der Radformel 6 x 6.

Variante 1 – radindividueller Antriebsstrang Der Antrieb der einzelnen Räder im Mehrkörpermodell erfolgt über die eingebundenen Kraftelemente KE_i, die über die SIMAT-Schnittstelle angesteuert werden (siehe Abbildung 5.7).

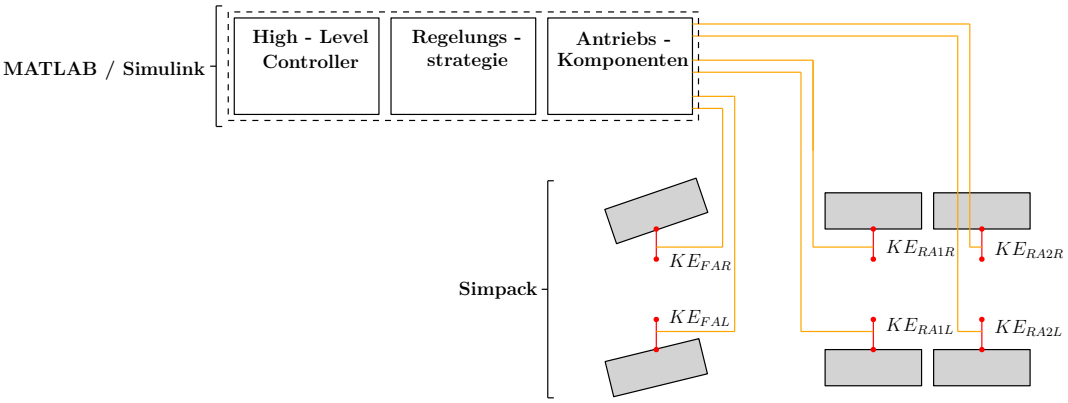

Abbildung 5.7 – Radindividueller Antrieb des Mehrkörperfahrzeugmodells

So ist es möglich, die Drehmomentvorgaben aus *Matlab/Simulink* (Regelkomponenten und Antriebsstrang-Komponenten) an das Mehrkörpermodell zu übergeben und das Fahrzeugmodell wie gewünscht anzutreiben. Signale wie die aktuelle Ist-Geschwindigkeit des Fahrzeuges werden über die SIMAT-Schnittstelle vom Mehrkörpermodell an die in *Matlab/Simulink* modellierten Regelblöcke zurückgeführt.

Variante 2 – konventioneller Antriebsstrang Der Antrieb des Modells über den konventionellen mechanischen Antriebsstrang erfolgt wie in Unterabschnitt 5.2.1.2 beschrieben. Der nötige Signalaustausch erfolgt über die beschriebene SIMAT-Schnittstelle.

In Tabelle 5.1 sind grundlegende Informationen zum Fahrzeugmodell dargestellt. Hierbei wird zwischen den beiden erläuterten Fahrzeugvarianten (radindividueller und konventioneller Antriebsstrang) unterschieden, wobei der konventionelle Antriebsstrang zusätzlich in die Untergruppen „offene und geschlossene Differentiale“ unterteilt ist. Um die Vergleichbarkeit der mit den Modellen erzeugten Ergebnisse zu gewährleisten, wurde darauf geachtet, dass die Masse bei allen Fahrzeugkonzepten gleich ist. Die nicht symmetrische Verteilung der Radaufstandskräfte zwischen rechter und linker Seite des Fahrzeuges ist u.a. auf die Verteilung von Komponenten wie dem Tank am Rahmen zurück zu führen.

Fahrzeugmodell	konventionell offen	konventionell gesperrt	radindividuell
Leeres Fahrzeug [kg]:		9000	
Beladung [kg]:		16600	
Radaufstandskraft links [N]: FAL RA1L (Doppelbereifung) RA2L		 33200 53300 38800	
Radaufstandskraft rechts [N]: FAR RA1R (Doppelbereifung) RA2R		 32800 54500 39700	
Spurweite [m]:		2	
Radstand Zugmaschine [m]: zw. FA und RA1 zw. RA1 und RA2		 4,8 1,3	
Lage Schwerpunkt (CoG) für Zugmaschine und Auflieger [m]: zw. FA und CoG zw. Boden und CoG zw. FAL/RA1L/RA2L und CoG		 4 1,8 1	
Reifenradius [m]:		0,5	
Querdifferentiale (Verhältnis zw. rechten und linken Rädern)	offen (50 : 50)	gesperrt	–
Verteilergetriebe (Verhältnis zw. FA und RA1)	offen (25 : 75)	gesperrt	–
Längsdifferential (Verhältnis zw. RA1 und RA2)	offen (75 : 25)	gesperrt	–

Tabelle 5.1 – Basisinformationen des dreiachsigen Baustellenkippers (voll beladen)

5.1.3 Sattelschlepper mit Trailer

Mit dem Modell des Sattelschleppers mit Kippmulde wird das Traktionspotenzial von achsgeteilten hybriden Fahrzeugen mit einer konventionell angetriebenen ersten und einer elektrisch angetriebenen zweiten Hinterachse untersucht. Des Weiteren findet ein Potenzialvergleich mit dem gleichen, allerdings konventionell angetriebenen Fahrzeug statt (siehe Kapitel 8). Dieser Fahrzeugaufbau entspricht dem realen Demonstrator, an welchem die Regelungsstrategie aus Kapitel 6 appliziert wird (siehe Kapitel 7). Entsprechend sind am Mehrkörpermodell auch elektrische Komponenten (Batteriepakete

etc.) angebracht. So ist die Masse des HV-Speichers samt Befestigung, etc. mit 150 kg bestimmt.

Abbildung 5.8 – Sattelzugmaschine mit Kippmulde

Entsprechend sind für diese Fahrzeugvariante zwei Antriebstypen definiert.

Variante 1 – achsgeteilter hybrider Antriebsstrang Die Antriebsmomente werden von den Regel- bzw. Antriebsstrang-Komponenten über die SIMAT-Schnittstelle an das Mehrkörpermodell übergeben. Das Ausgangsmoment des Verbrennungsmotors kommt am mechanischen Antriebsstrang im Mehrkörpermodell (KE_{MA}) an (siehe Abbildung 5.9 und Kapitel 5.2.1). Die elektrische Achse ist mit radselektivem Antrieb (je eine elektrische Antriebskomponente pro Rad) modelliert. Die zugehörigen Antriebsmomente werden über die Kraftelemente KE_{RA2R} und KE_{RA2L} eingeleitet.

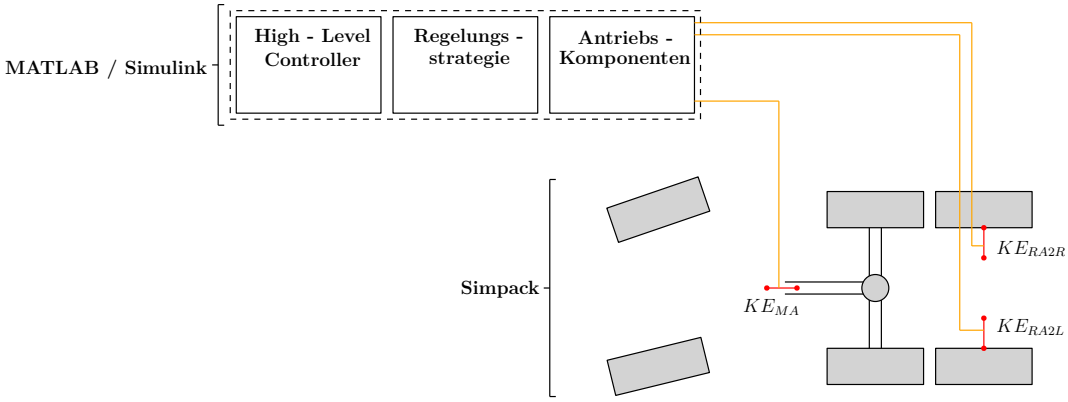

Abbildung 5.9 – Hybrider Antrieb des Mehrkörperfahrzeugmodells

Variante 2 – konventioneller Antriebsstrang Wird das Modell über einen konventionellen Antriebsstrang betrieben, so erfolgt dies wie in Unterabschnitt 5.2.1.2 beschrieben, wobei die SIMAT-Schnittstelle zum Signalaustausch verwendet wird.

In Tabelle 5.2 sind, ähnlich wie in Abschnitt 5.1.2, grundlegende Informationen zum Fahrzeugmodell dargestellt, wobei zur besseren Vergleichbarkeit der verschiedenen Fahrzeugvarianten für alle Modelle die gleiche Gesamtmasse gewählt ist. Die nicht symmetrische Verteilung der Radaufstandskräfte zwischen rechter und linker Seite des Fahrzeuges ist auch bei dieser Variante u.a. auf die Verteilung von Komponenten wie dem Tank am Rahmen zurück zu führen.

Fahrzeugmodell	konventionell offen	konventionell gesperrt	radindividuell
Leere Zugmaschine mit Auflieger [kg]		16200	
Beladung [kg]:		23800	
Radaufstandskraft Zugmaschine links [N]: FAL RA1L (Doppelbereifung) RA2L		 33700 46600 37000	
Radaufstandskraft Zugmaschine rechts [N]: FAR RA1R (Doppelbereifung) RA2R		 33100 46300 36700	
Radaufstandskraft Auflieger links [N]: 1. Achse 2. Achse		 40600 38700	
Radaufstandskraft Auflieger rechts [N]: 1. Achse 2. Achse		 40500 38800	
Spurweite [m] :		2	
Radstand Zugmaschine [m]: zw. FA und RA1 zw. RA1 und RA2		 3,6 1,3	
Lage Schwerpunkt (CoG) für Zugmaschine und Auflieger [m]: zw. FA und CoG zw. Boden und CoG zw. FAL/RA1L/RA2L und CoG		 5,15 1,65 1	
Reifenradius [m]:		0,5	
Querdifferentiale (Verhältnis zw. rechten und linken Rädern)	offen (50 : 50)	gesperrt	–
Verteilergetriebe (Verhältnis zw. FA und RA1)	offen (25 : 75)	gesperrt	–
Längsdifferential (Verhältnis zw. RA1 und RA2)	offen (75 : 25)	gesperrt	–

Tabelle 5.2 – Basisinformationen der Sattelzugmaschine mit Auflieger (voll beladen)

5.2 Modellbildung der Antriebskomponenten

5.2.1 Konventioneller Antriebsstrang

Das nachfolgende Unterkapitel umfasst die Modellierung des konventionellen Antriebstrangs, wobei sich die Beschreibung am Drehmomentpfad orientiert.

5.2.1.1 Verbrennungsmotor

Das hier dargestellte phänomenologische Modell adressiert die Dynamik eines Verbrennungsmotors (mit Aufladung), ein bestimmtes Drehmoment aufzubauen. Dies bedeutet, dass das Modell den Verlauf des tatsächlichen Drehmoments an der Kurbellwelle M_{KW} beschreibt, bis es den vorgegebenen Soll-Wert $M_{VKM,\,Soll}$ aus der übergeordneten Regelung erfüllt. Es basiert auf den in Unterabschnitt 3.2.1.1 vorgestellten Grundlagen und bildet hierbei hauptsächlich das Saugverhalten sowie das Verhalten der Aufladung von modernen Verbrennungsmotoren ab. Ferner werden weitere Einflüsse wie die mechanische Trägheit oder das elektrische Regelungssystem abgebildet.

Im ersten Schritt werden die unterschiedlichen Einflüsse zunächst unabhängig voneinander modelliert, bis sie schlussendlich zum Gesamtverhalten des Motors zusammengeführt werden. Durch eine Reihe von Parametern kann das Modell dann auf Verbrennungsmotoren unterschiedlichster Dimension skaliert werden. Hierbei sind die nachfolgend erläuterten Zeitkonstanten $T_{N,\,i}$ und Gewichtungsparameter ξ_i zu nennen.

Das Saugverhalten des Verbrennungsmotors ist durch die nachfolgende Übertragungsfunktion beschrieben [53]:

$$K_1(s) = \frac{1}{T_{N,\,1}\,s + 1} \tag{5.1}$$

Die Aufladung des Verbrennungsmotors ist durch die Übertragungsfunktion in Gleichung 5.2 definiert [53].

$$K_2(s) = \frac{1}{T_{N,\,2}\,s - 1} \tag{5.2}$$

Abschließend sind weitere Einflüsse, die den Drehmomentaufbau von Verbrennungsmotoren beeinflussen, zusammengefasst und in Gleichung 5.3 dargestellt [53].

$$K_3(s) = \frac{1}{T_{N,\,3}\,s + 1} \tag{5.3}$$

Alle Übertragungsfunktionen wurden phänomenologisch anhand von Messdaten modelliert. Diese Messdaten sind in Abbildung 5.11 visualisiert und beschreiben die Dynamik des Drehmomentaufbaus eines Verbrennungsmotors im Nutzfahrzeugsektor. Es zeigt sich hierbei das charakteristische Saug- und Aufladungsverhalten. Die Zeitkonstanten $T_{N,\,1}$

(für Saugverhalten) und $T_{N,\,2}$ (für Aufladung) sowie die Zeitkonstante $T_{N,\,3}$ sind mit Hilfe zugehöriger Abschnitte des Graphen in Abbildung 5.11 definiert. Um das Modell gezielt auf einen bestimmten Verbrennungsmotor abzustimmen, können zum einen die Beträge der Zeitkonstanten variabel gestaltet werden. Zum anderen werden die drei Übertragungsfunktionen mit den Gewichtungsfaktoren ξ_i gewichtet, wobei die Summe aller Gewichtungen immer 1 ergibt (siehe Gleichung 5.4).

$$\sum_{i=1}^{3} \zeta = 1 \tag{5.4}$$

Die Gewichtung ξ_1 gibt hierbei das Intervall für den Drehmomentaufbau des Saugverhaltens, ξ_2 das Intervall des Drehmomentverhaltens der Aufladung vor. Der Knickpunkt zwischen dem Saugverhalten und dem Verhalten der Aufladung (siehe Abbildung 5.11) vereinfacht es den Wert der Intervalle zu bestimmen. Für das Verhalten des gesamten Motors folgt [53]:

$$K_{ges}(s) = \zeta_1 \cdot K_1(s) + \zeta_2 \cdot K_2(s) + (1 - \zeta_1 - \zeta_2) \cdot K_3(s) \tag{5.5}$$

Hierbei repräsentiert $K_{ges}(s)$ den Quotienten (siehe Gleichung 5.6) zwischen dem tatsächlichen Drehmoment M_{KW} und dem Soll-Drehmoment $M_{VKM,\,Soll}$, das aus der übergeordneten Betriebsstrategie stammt [53].

$$K_{ges}(s) = \frac{M_{KW}}{M_{VKM,\,soll}} \tag{5.6}$$

Die Umsetzung des Modells erfolgt in *Matlab/Simulink*. Eine vereinfachte Darstellung des Signalflussplans ist in Abbildung 5.10 abgebildet. Eine Saturation die das Soll-Moment $M_{VKM,\,Soll}$ begrenzt, wenn es das maximale Motormoment überschritten ist dort nicht abgebildet, aber im Modell eingebunden. Das Soll-Moment $M_{VKM,\,Soll}$ wird

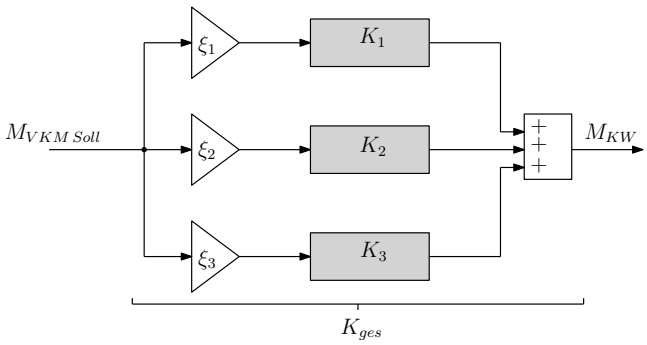

Abbildung 5.10 – Vereinfachtes Schema der Modellbildung für einen Verbrennungsmotor in *Matlab/Simulink*

mit der Funktion $K_{ges}(s)$ multipliziert. In Abbildung 5.10 beschreibt der oberste Strang

das Saugverhalten, während der mittlere Strang das Verhalten der Aufladung repräsentiert. Der unterste Strang simuliert die weiteren Einflüsse wie das Trägheitsverhalten des Verbrennungsmotors. Abschließend werden alle drei Drehmomentanteile addiert und als tatsächliches Drehmoment des Verbrennungsmotors M_{KW} definiert. Dieses Drehmoment wird in den restlichen mechanischen Antriebsstrang des Gesamtfahrzeugmodells überführt, welcher in Unterabschnitt 5.2.1.2 beschrieben ist.

Für die vorliegende Arbeit sind die Parameter des Modells auf den Dieselverbrennungsmotor D2676LF52 des Unternehmens MAN Truck and Bus angepasst worden. Die Entwicklung und Validierung des Motormodells erfolgte anhand der Messdaten eines Lastsprungs für diesen Motor, welche auf einem Motorprüfstand aufgenommen worden sind. Der Lastsprung findet bei einer Motordrehzahl von 1500 U/min statt und umfasst den Bereich von 0 % bis auf 100 % (Volllast). In Abbildung 5.11 sind die Ergebnisse dargestellt. Auf der Abszisse ist die Zeit und auf der Ordinate das Drehmoment aufgetragen. Die Drehmomentvorgabe für den Lastsprung ist in rot abgebildet ($M_{VKM,\ Soll}$).

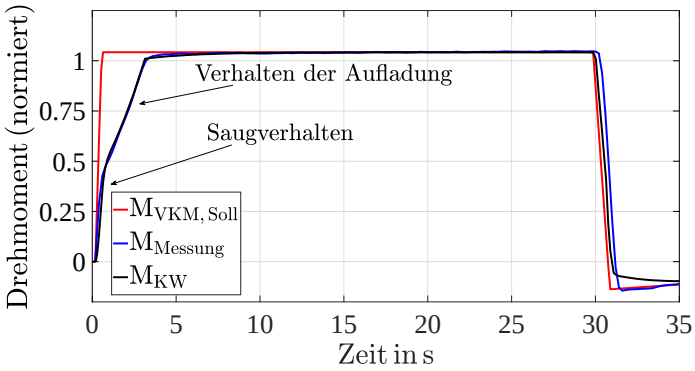

Abbildung 5.11 – 100 Prozent - Lastsprung bei konstanter Drehzahl

Der Sprung des Soll-Drehmoments von 0 Nm auf Volllast wird in den ersten Sekunden deutlich. Das maximale Soll-Drehmoment wird anschließend gehalten, bevor die Lastanforderung nach etwa 30 Sekunden wieder abnimmt und auf 0 Nm absinkt. Das tatsächliche Motorverhalten ($M_{Messung}$) ist durch den blauen Graphen visualisiert. Primär ist das Verhalten des Verbrennungsmotors durch das Saugverhalten determiniert. Das Drehmoment des Motors erhöht sich rasch. Anschließend zeigt sich das Verhalten der Aufladung des Motors als dominant. Die volle Wirkung der Aufladung setzt zeitverzögert ein, da die zugehörigen Komponenten (Abgas-Turbolader) erst leistungsfähige Betriebspunkte, also entsprechend hohe Drehzahlen erreichen müssen. Die Aufbaugeschwindigkeit des Drehmoments nimmt ab. Nachdem die Lastanforderung auf 0 Nm abgesunken ist, wird der Motor geschleppt, der blaue Graph geht in den negativen Drehmomentbereich über.

Die gleiche Lastanforderung ($M_{VKM,\ Soll}$) erfährt das Motorenmodell. Die Antwort, also das simulierte Verhalten des Motors (M_{KW}), ist schwarz abgebildet. Um zu erläutern, wieso das Modell das mehrfach gekrümmte Verhalten des Lastsprungs abbilden kann, sei nochmals auf das Saugverhalten und das Verhalten der Aufladung eingegangen. Die

Übertragungsfunktion $K_1(s)$ definiert das Verhalten des Motors im ersten Intervall (siehe Saugverhalten in Abbildung 5.11). Das Intervall ist durch die Gewichtung ξ_1 beschrieben bzw. begrenzt. Die Übertragungsfunktion $K_2(s)$ definiert das Verhalten im zweiten durch die Gewichtung ξ_2 beschriebenen Intervall (Aufladung). Es ist zu erkennen, dass das Verhalten des realen Motors mit Abweichung getroffen ist. Die Größe dieser Abweichung ist akzeptabel, da sie keine Abweichungen bei der Simulation der Dynamik des gesamten konventionellen Antriebsstrangs in einer solchen Dimension erwarten lässt, dass die Ergebnisse für das Gesamtsystem (welche im Zuge dieser Arbeit verfolgt werden) nicht mehr aussagekräftig wären. Die Abweichungen bei der Nachbildung des Schleppmoments sind für die Aufgaben dieser Arbeit zu vernachlässigen.

5.2.1.2 Mechanischer Antriebsstrang

Der mechanische Antriebsstrang wird sowohl für das hybride Fahrzeugkonzept mit der Radformel 6 x 4 (siehe Kapitel 4) als auch für die konventionellen Referenzfahrzeuge mit den Radformeln 6 x 6 und 6 x 4 verwendet. Der Aufbau des Modells basiert auf den in Kapitel 3.2.1.2 dargestellten Grundlagen. Als Eingangsparameter des Modells dient das abgehende Drehmoment des Getriebes M_{GE}. Dieses Drehmoment wird aus dem Verbrennungsmotorenmodell als Produkt des in Unterabschnitt 5.2.1.1 beschriebenen Kurbelwellenmoments M_{KW} des Verbrennungsmotors und der aktuellen Getriebeübersetzung i_{GE} bestimmt. Das Antriebsstrang-Modell wird, wie die Modelle zur Abbildung der Fahrdynamik in der Mehrkörpersimulation aufgebaut und beinhaltet neben der Drehmomentverteilung zugleich auch die mechanische Trägheit. Es wird die Software *Simpack* verwendet. Mittels Co-Simulation ist es mit dem Modell des Verbrennungsmotors (siehe Unterabschnitt 5.2.1.1) verbunden. Der Verbrennungsmotor und das Getriebe werden in der Mehrkörpersimulation als massebehafteter Körper modelliert (siehe Abbildung 5.2). Die rotatorische Trägheit des Verbrennungsmotors ist bereits im Motorenmodell (siehe Unterabschnitt 5.2.1.1) implementiert. Die rotatorische Massenträgheit des Getriebes wird – ähnlich wie in Gleichung (3.36) erläutert – der Eingangswelle des Verteilergetriebes VG_1 hinzuaddiert. Die Abbildung 5.12 zeigt die Visualisierung des mechanischen

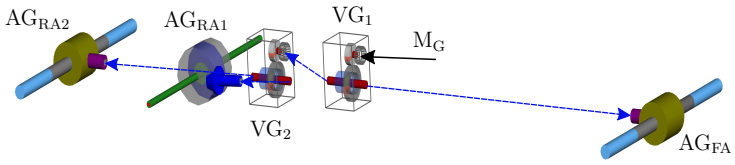

Abbildung 5.12 – Mechanischer Antriebsstrang in der Mehrkörpersimulation

Antriebsstrangs in der Mehrkörpersimulationssoftware *Simpack*. Zur besseren Übersichtlichkeit sind die Körper für den Verbrennungsmotor und das Getriebe nicht abgebildet.

Grundlegender Unterschied des Modells zur Realität ist, dass die Drehzahl- und die Drehmomentverteilung getrennt voneinander betrachtet werden. So wird der Test unterschiedlicher Übersetzungen zur Drehmomentverteilung im Antriebsstrang erleichtert. Nachfolgend werden die einzelnen Komponenten des Antriebsstrangs erläutert. Die Verteilung des Drehmoments steht dabei im Fokus.

Verteilergetriebe VG_1 Das Verteilergetriebe besteht aus einem gelagerten Zahnrad (ZE) zur Einleitung des Getriebemoments M_{GE} sowie aus einem Planetengetriebe zur Verteilung des Drehmoments (siehe Abbildung 5.13). Die Wirkungsweise des Zahnrades ZE ist über ein Gelenk modelliert, an welchem das Getriebemoment M_{GE} über ein Kraftelement angreift. Die Komponenten Hohlrad (HR), Planetenräder (PR) sowie Sonnenrad (SR) sind über Gelenkelemente definiert. Diese sind in einem entsprechenden Randbedingungselement zur Abbildung von Planetengetrieben zusammengeführt. Die Einleitung des Drehmoments in das Planetengetriebe erfolgt über das Kraftelement $KE_{VG,\,1}$, welches zwischen den zu ZE und PR zugehörigen Gelenken aufgespannt ist. In diesem Element ist zusätzlich das Übersetzungsverhältnis $i_{VG,\,1}$ (siehe Unterabschnitt 3.2.1.2) eingebunden. Der Faktor zur Verteilung des Drehmoments auf das Sonnenrad

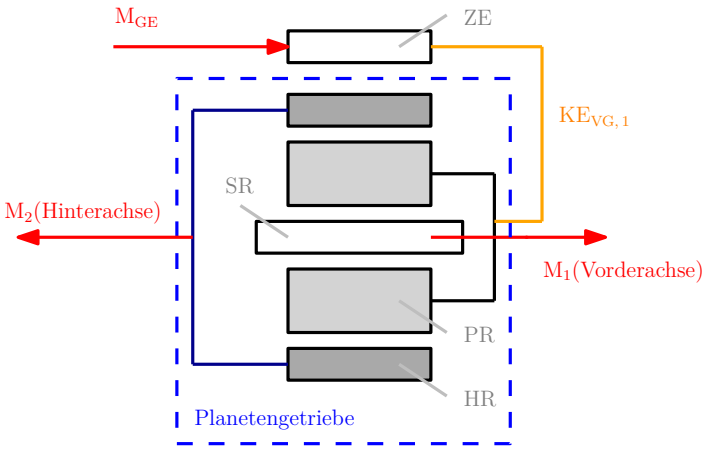

Abbildung 5.13 – Skizze des Verteilergetriebes

und das Hohlrad, welcher in Unterabschnitt 3.2.1.2 als $x_{VG,\,1}$ bezeichnet ist, wird im beschriebenen Randbedingungselement hinterlegt. An den Gelenken des Sonnenrades und des Hohlrades greifen Kraftelemente an, welche das aufgeteilte Drehmoment an das Vorderachsgetriebe (M_1) bzw. an das zweite Verteilergetriebe (M_2) weiterleiten. Zusätzlich sind Körper an den Gelenken positioniert, welche die Trägheitseigenschaften realer Getriebekomponenten modellieren.

Verteilergetriebe VG_2 Das zweite Verteilergetriebe VG_2 ist wie das erste modelliert. Es unterscheidet sich lediglich in der Eingangsgröße sowie den Ausgangsgrößen und der

Parametrierung von $i_{VG,\,i}$ und $x_{VG,\,i}$. Als Eingangsgröße dient das Ausgangsmoment M_2 des ersten Verteilergetriebes, wobei als Ausgangsgrößen die Antriebsmomente für die beiden Hinterachsgetriebe (AG_{RA1} und AG_{RA2}) definiert sind. Die Parametrierung des Verteilergetriebes ist auf den Antrieb der beiden Hinterachsen abgestimmt.

Achsgetriebe AG_i Die drei Achsgetriebe AG_i werden exemplarisch anhand des ersten Hinterachsgetriebes beschrieben. Die drei Hauptkomponenten – Antriebskegelrad, Tellerrad und Differentialkäfig (einschließlich Planetenräder) – sind durch drei Gelenke modelliert. Zwei weitere Gelenke im Getriebe ermöglichen den Abtrieb des Drehmoments über die Antriebswellen hin zu den Rädern. Eingebracht wird das Drehmoment in das Getriebe über ein Kraftelement, das am Antriebskegelrad angreift. Die Gelenke, welche das Antriebskegelrad und das Tellerrad modellieren, sind durch ein Kraftelement verbunden. Dieses Element überträgt das anliegende Drehmoment und übersetzt es gleichzeitig mit der Hinterachsübersetzung i_{RAi}. Die Übersetzung $i_{PG,\,RAi}$ der Planetengetriebe der Außenplanetenachsen (siehe Unterabschnitt 3.2.1.2) ist zusätzlich mit der Hinterachsübersetzung i_{RAi} multipliziert. Aufgrund der Berücksichtigung der Übersetzung der Planetengetriebe in den Achsgetrieben, ist auf eine detaillierte Modellierung der Planetengetriebe verzichtet. Die Trägheitseigenschaften der einzelnen Komponenten sind durch Körper dargestellt. Die Wirkungsweise aller Achsgetriebe ist gleich. Lediglich die Eingangsmomente unterscheiden sich.

Antriebswelle Jede Antriebswelle geht vom Abtriebsgelenk des zugehörigen Achsgetriebes aus. Am Ende jeder Antriebswelle, also am Übergang zur Radnabe, ist ebenfalls ein Gelenk positioniert. Zwischen beiden Gelenken ist ein Kraftelement positioniert, welches das zugehörige Antriebsmoment vom Achsgetriebe hin zum Rad überträgt. Die Trägheitseigenschaften der Antriebswellen sind durch Körper definiert.

Gelenkwelle Die Drehmomentübertragung zwischen den Verteilergetrieben und den Achsgetrieben ist durch Kraftelemente modelliert. Trägheitseigenschaften sind den anliegenden Komponenten wie den Eingangswellen der Verteilergetriebe oder den Antriebskegelrädern der Achsgetriebe aufaddiert.

Um ein konventionelles Fahrzeug mit der Radformel 6 x 4 abzubilden, werden das erste Verteilergetriebe sowie dessen Verknüpfung mit der Vorderachse nicht abgebildet. Über ein Kraftelement wird das Getriebemoment M_{GE} direkt in das Verteilergetriebe für die beiden Hinterachsen (VG_2) geführt. Für das hybride Fahrzeugkonzept mit der Radformel 6 x 4, bei dem nur eine Hinterachse mechanisch angetrieben ist, werden beide Verteilergetriebe sowie die Verknüpfungen mit der Vorderachse und der zweiten Hinterachse entfernt. Das Getriebemoment M_{GE} ist dann über ein Kraftelement direkt mit dem Antriebskegelrad des Achsgetriebes der ersten Hinterachse (AG_{RA1}) verknüpft.

5.2.2 Elektrische Antriebseinheit

In den folgenden Ausführungen wird die Modellbildung einer elektrischen Einheit zum Antreiben eines einzelnen Rades dargestellt. Diese umfasst die Asynchronmaschine, die Leistungselektronik und die Regelung. Nachgeschaltete Getriebestufen, die gerade bei radnahen elektrischen Antriebseinheiten eingesetzt werden, werden in diesem Kapitel nicht behandelt, da es sich um mechanische Bauteile handelt, die nach bekannten physikalischen Zusammenhängen Drehmoment bzw. Drehgeschwindigkeit übersetzen. Ziel des Abschnitts ist es, die Modellbildung der elektrischen Einheit sowie deren Einbettung in das Gesamtfahrzeug darzustellen. In der Abbildung 5.14 ist ein vereinfachtes

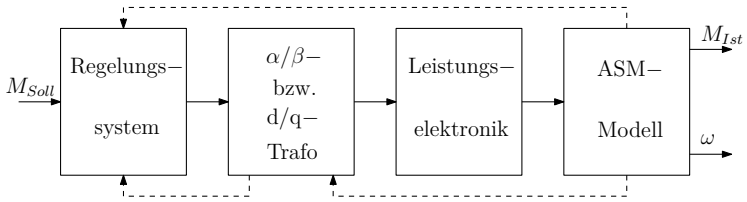

Abbildung 5.14 – Übersicht – Modell der elektrischen Antriebseinheit

Schaubild der elektrischen Antriebseinheit abgebildet. Die elektrische Antriebseinheit bekommt aus der Regelungsstrategie des Gesamtfahrzeuges (siehe Kapitel 6) eine Vorgabe für das Soll-Drehmoment, hier M_{Soll} genannt. Die Regelung des Systems steuert die Asynchronmaschine so an, dass dieses Moment am Rotor der Maschine – sofern physikalisch möglich – umgesetzt wird (M_{Ist}). Der Rotor ist schließlich (über ein nachfolgendes Getriebe) mit dem Antriebsrad verbunden. Es wird ein Feldorientierter Betrieb[1] der Antriebseinheit verfolgt. Die Stellgrößen der Regelungsstruktur werden im Block „α/β bzw. d/q – Trafo“ gewandelt. Die Leistungselektronik steuert schließlich die einzelnen Stränge der Asynchronmaschine an. Um die Funktionalität der einzelnen Einheiten zu ermöglichen, werden eine Reihe von Signalen zwischen ihnen ausgetauscht, was durch Pfeile visualisiert ist.

Nachfolgend sind die einzelnen Komponenten der Antriebseinheit sowie deren Funktionsweise dargestellt. Der Aufbau der Komponenten orientiert sich hierbei an die in Unterabschnitt 3.2.2.2 beschriebenen Grundlagen.

Es kann eine feldorientierte Regelungsstruktur verwendet werden (siehe Abbildung 5.15), da alle elektrischen Signale als Stehfelder im mitrotierenden d/p-Koordinatensystem beschrieben sind (siehe Unterabschnitt 3.2.2.2). Die feldorientierte Regelung eignet sich zur Ansteuerung von Asynchronmaschinen, wie *Weitendorf* in [98] zeigt. Die Abbildung 5.15 zeigt den Aufbau der Regelstruktur, zusammen mit Park- und Clarke-Transformation, Leistungselektronik und Asynchronmaschine, siehe [53].

Die Struktur beinhaltet zwei Regelkreise. Im ersten Regelkreis wirkt der q-Stromregler ($PI - i_S^q$ – Regler). Hier wird das Soll-Drehmoment M_{Soll} verarbeitet, das durch die Be-

[1] Der Feldorientierte Betrieb einer elektrischen Antriebseinheit bezeichnet eine Betriebsart, die auf eine (möglichst schnelle) Drehmomentregelung dieser Antriebseinheit abzielt [12].

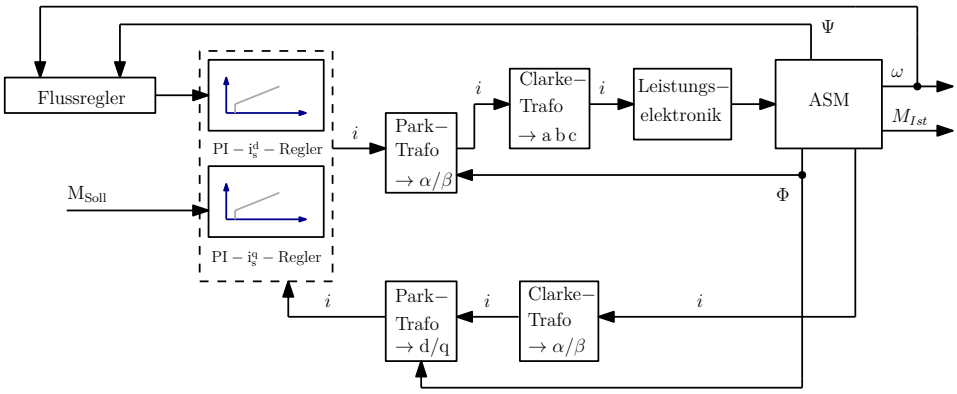

Abbildung 5.15 – Feldorientierte Regelung der Asynchronmaschine

triebsstrategie des Gesamtfahrzeuges vorgegeben ist. Die Stellgröße ist der Statorstrom i_S^q, welcher die Drehmomentbildung der Asynchronmaschine determiniert. Über die Park- und Clarke-Transformationen wird die Soll-Größe auf die zugehörigen Soll-Größen für die drei Spulen a, b und c umgerechnet. Diese Soll-Größen dienen in der Leistungselektronik als Vorgabe, um – wie in Unterabschnitt 3.2.2.3 beschrieben – die Asynchronmaschine anzusteuern.

Der zweite Regelkreis ist eine Kaskadenregelung. Hierbei verkörpern der Stromregler (i_S^d) den inneren Regelkreis und der Flussregler den äußeren Regelkreis ($\mathrm{PI} - i_S^d - \mathrm{Regler}$). Der Weg von den Reglern hin zur Asynchronmaschine ist der gleiche wie im ersten Regelkreis. Um das dynamische Verhalten des übergeordneten Regelungssystems des Fahrzeuges (siehe Kapitel 6) nicht einzuschränken, ist die Regelungsstruktur der Asynchronmaschine auf ein gutes Führungsverhalten ausgelegt. Hierzu sind alle Regler entsprechend als parametrierte PI-Regler entworfen [53]. Für die Beschreibung von Park- und Clarke-Transformation sowie für die Systemgleichung der Asynchronmaschine sei auf Unterabschnitt 3.2.2.2 verwiesen.

Die Brücke zwischen der Regelungsstruktur und der Asynchronmaschine ist die Leistungselektronik. Diese nimmt die Soll-Vorgaben der feldorientierten Regelung auf und steuert entsprechend den Erläuterungen aus Unterabschnitt 3.2.2.3 die Asynchronmaschine an. Um das Zeitverhalten der Leistungselektronik abzubilden, ist diese als PT1-Übertragungsfunktion modelliert [53].

Die Umsetzung der Modellbildung von Asynchronmaschine, Leistungselektronik und Regelung wird mittels der Software Matlab/Simulink durchgeführt (siehe Abbildung 5.16). Über die Buss von Eingang und Ausgang (Eingang, Ausgang) sind feste Schnittstellen definiert, welche in das Modell der elektrischen Antriebseinheit eingehen bzw. an das Gesamtfahrzeugmodell zurückgehen. Die drei Modellteile ‚Regelung‘, ‚Leistungselektronik‘ und ‚Asynchronmaschine‘ sind unabhängig voneinander modelliert und werden über festgelegte Parameterübergaben miteinander verbunden.

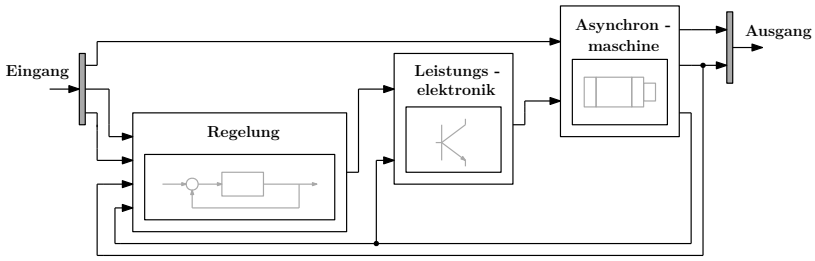

Abbildung 5.16 – Modellbildung in *Matlab/Simulink* nach [52]

So entsteht ein modulares System, das bedarfsgerecht Erweiterungen einzelner Modellkomponenten zulässt.

Zusammenfassend ist eine komplette elektrische Antriebseinheit modelliert, welche die Vorgabe des Soll-Moments (M_{Soll}) aus dem Fahrzeugregelungssystem umsetzt und über eine Getriebeeinheit an das zugehörige Rad weitergibt. Abhängig vom anliegenden Lastmoment stellt sich die Drehgeschwindigkeit ω der Asynchronmaschine ein. Die entsprechende Getriebeübersetzung berücksichtigend, entspricht diese der Drehgeschwindigkeit der Räder.

5.3 Modellierung der Fahrszenarien

Fahrszenarien sind ein wichtiger Bestandteil der in diesem Kapitel beschriebenen Simulationsmethodik. Um mit dieser Methodik zum einen die Betriebsstrategie zu entwickeln und zum anderen Konzeptvergleiche durchführen zu können, wird ein Szenarien-Portfolio entwickelt. Hier werden feste Szenarien bestimmt und anhand der Grundlagen aus Unterkapitel 3.4 modelliert. Die einzelnen Szenarien können durch Modifikation verschiedener Parameter (Längssteigung, Querneigung etc.) variiert werden. In der Modellierung der Szenarien wird auf die zwei Kernpunkte eingegangen: die geometrische Gestalt sowie die Untergrundbeschaffenheit (Reibwertkoeffizient) der jeweiligen Fahrbahnen. Die Modellierung erfolgt in der Mehrkörpersimulationssoftware *Simpack*.

Das Portfolio ermöglicht den schnellen Wechsel zwischen unterschiedlichen Szenarien. Da die Szenarien vorab festgelegt sind, ist die Reproduzierbarkeit der Ergebnisse möglich. Des Weiteren sind auf diese Weise gute Rahmenbedingungen für Konzeptvergleiche erreichbar. Generell bildet das Portfolio (siehe Tabelle 5.3) Szenarien aus dem Offroad-Bereich ab. Außerdem sind Szenarien zum Test der maximalen Steigfähigkeit bzw. für fahrdynamische Tests eingebunden. Das erste Szenario stellt eine Kurvenfahrt in der Ebene bei unterschiedlichen Kurvenradien dar. Der Kurvenradius orientiert sich hierbei an Wirtschaftswegen im ländlichen Wegebau mit geringem bis großem Schwierigkeitsgrad (siehe Tabelle 3.1). Der Reibwertkoeffizient ist im gesamten Szenario konstant gewählt. Das zweite Szenario ergänzt das erste durch das zusätzliche Einbringen einer Längssteigung sowie einer Querneigung der Fahrbahn. Die Längssteigung wird in äqui-

distanten Stücken auf bis zu 50 % erhöht, wodurch die maximale Steigfähigkeit in der Kurvenfahrt bei den in dieser Arbeit verwendeten Fahrzeugkonzepten getestet werden kann. Die zusätzlich parametrierbare Querneigung ist für dieses Szenario als konstant festgelegt. Die in Tabelle 5.3 beschrieben Querneigungswerte von bis zu 6 % orientieren sich an den Wirtschaftswegen im ländlichen Wegebau (siehe Tabelle 3.1).

Index	Szenarienname	Längssteigung [%]	Querneiung [%]	Kurvenradius [m]	Reibwertkoeffizient
1	Ebene Kurvenfahrt	0	0	8-20	konstant
2	Kurvenfahrt mit Steigung	0-50	0; 2; 4; 6	8-20	konstant
3	Zunehmende Längssteigung	0-50	0	0	konstant
4	Längs - und Querneigung	20	0; 0-50	0	variabel
5	Längsgefälle	-20	0; 0-50	0	variabel
6	Doppelter Spurwechsel	variabel	0	0	variabel

Tabelle 5.3 – Überblick des Szenarien-Portfolios

Das dritte Szenario ist ein Steigungshochlauf ohne Kurvenfahrt und ohne Querneigung bei konstantem Reibwert. Zum Test der maximalen Steigfähigkeit von Fahrzeugen wird auch in diesem Szenario eine äquidistante Erhöhung der Längssteigung auf bis zu 50 % umgesetzt. Im vierten und fünften Szenario wird die Längssteigung konstant gewählt. Der Wert von +/- 20 % orientiert sich hierbei an den zulässigen Steigungswerten von Wirtschaftswegen in Ausnahmefällen (siehe Tabelle 3.1). Durch negative Längssteigungswerte wird ein Gefälle modelliert, um das Bremsverhalten der Fahrzeuge untersuchen zu können. In diesen Szenarien liegt entweder keine Querneigung vor oder sie nimmt stetig zu (auf bis 50 %). Zusätzlich kann durch die unterschiedlichen Einstellungen des Reibwertkoeffizienten ein sogenanntes μ_{Split} -Szenario simuliert werden. In solchen Szenarien reduziert sich der Reibwertkoeffizient an einer Fahrbahnseite für eine gewisse Distanz schlagartig. Sind die Szenarien mit stetig steigender Querneigung aufgebaut, kann das Verhalten von Fahrzeugen bei Querneigung der Fahrbahn getestet werden. In der virtuellen Welt wird bewusst ein sehr hoher maximaler Querneigungswert ermöglicht, um simulativ Konzeptionierungsgrenzen auszuloten, auch wenn ein reales Fahrzeug bei solchen Querneigungswerten bereits in Kippgefahr geraten könnte. Das letzte Szenario (doppelter Spurwechsel) ist ein bekanntes Standardszenario, um fahrdynamische Tests durchzuführen. Durch die Erhöhung der Längssteigung können je nach Bedarf erhöhte Drehmomentanforderungen provoziert werden.

Am Beispiel des zweiten Szenarios (Kurvenfahrt mit stetig zunehmender Steigung) wird der Aufbau der Fahrbahntopologie exemplarisch dargestellt (siehe Abbildung 5.17). In der Geraden zu Beginn des Szenarios wird das zu untersuchende Fahrzeug auf die Soll-Geschwindigkeit beschleunigt. Anschließend beginnt die Kurvenfahrt, die durch eine vorpositionierte Übergangskrümmung eingeleitet wird. Mit dem Einleiten der Kurvenfahrt steigt die Längssteigung äquidistant (Schritte zu jeweils 2 %). Durch die kontinuierlich wachsende Längssteigung sowie die stetige Kurvenfahrt entsteht das Bild einer aufgezogenen Spirale. In Abbildung 5.17 ist zusätzlich zum Szenario das Fahrzeugmodell des radindividuell angetriebenen Baukipper-Fahrzeuges mit der Radformel 6 x 6 dargestellt. Die roten Pfeile zeigen den prozentuellen Anteil des Fahrzeug-Gesamtmoments pro Rad, was in Kapitel 8 näher erläutert wird.

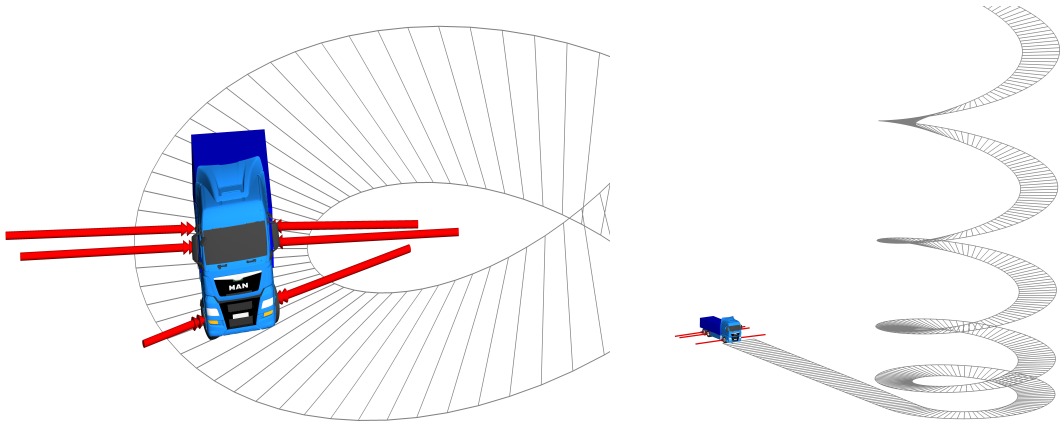

Abbildung 5.17 – Szenario 2 – Kurvenfahrt mit stetig zunehmender Steigung (aufgezogene Spirale)

5.4 Längs- und Querführung des Fahrzeuges

Die Regler zur Längs- und Querführung (High Level Controller) der Fahrzeugmodelle enthalten verschiedene Übertragungsglieder: Proportionalglieder (P-Glieder) und Integrierglieder (I-Glieder). Proportionalglieder sind Übertragungsglieder, deren Ausgänge sich proportional zu ihren Eingangswerten verhalten [60]. Ein Integrierglied ist ein Übertragungsglied, dessen Ausgang sich proportional zum Integral des Eingangswertes verhält. Für einen konstanten Eingang erzeugt das Glied somit als Ausgang eine linear zeitabhängige Rampenfunktion [60].

5.4.1 Längsführung

Ein Ziel der Längsregelung ist es, das Fahrzeug auf eine vorgegebene Soll-Geschwindigkeit v_x^* einzustellen und bei dieser Geschwindigkeit stationär zu betreiben (stationäre Genauigkeit). Dabei ist es notwendig, das Verhalten des Reglers so

einzustellen, dass ein Überschwingen der Ist-Geschwindigkeit des Fahrzeugs über die Soll-Geschwindigkeit weitgehend unterdrückt wird. Ein gutes Antwortverhalten des Fahrzeuges ist notwendig, um die stationäre Genauigkeit auch dann zu gewährleisten, wenn Störungen wie z. B. Steigungen auftreten [65]. Aus der Regelabweichung zwischen Soll-Geschwindigkeit v_x^* und Ist-Geschwindigkeit v_x wird die erforderliche Längsantriebskraft F_x ermittelt, um die Regelabweichung zu reduzieren. Die notwendige Längsantriebskraft F_x wird durch die Fahrwiderstände bestimmt (siehe Abschnitt 3.1.3).

Im Rahmen dieser Arbeit wird ein PI-Regler verwendet, um die vorstehend erklärte Längsvortriebskraft F_x zu bestimmen (siehe Abbildung 5.18). Dieser wird durch eine Vorsteuerung ergänzt, um den Steigungswiderstand zu kompensieren. Unter der Annahme, dass der Neigungswinkel des Fahrzeugs θ dem Steigungswinkel α der Fahrbahn entspricht, wird der Steigungswiderstand berechnet [14].

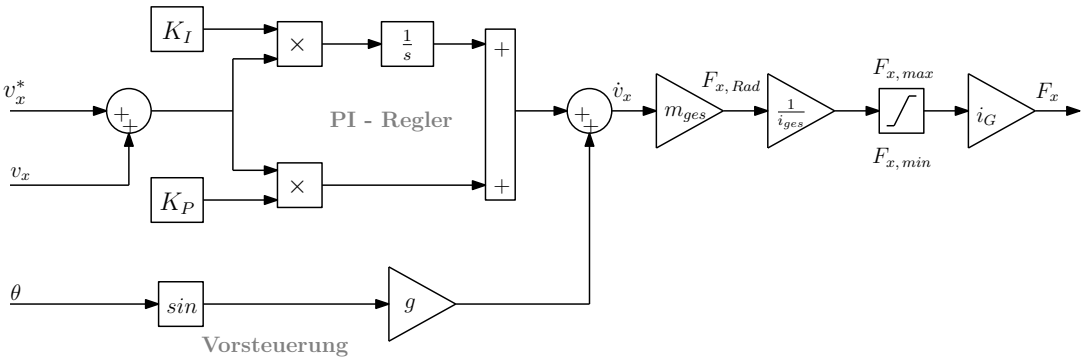

Abbildung 5.18 – Schema des Längsreglers nach [14]

Die Eingangsgrößen der Regelung sind die Soll-Geschwindigkeit v_x^* und die Ist-Geschwindigkeit v_x sowie der Nickwinkel θ des Fahrzeugs. Die Stellgröße des Reglers wird mithilfe eines P-Gliedes und eines I-Gliedes aus der Abweichung der Soll-Geschwindigkeit von der Ist-Geschwindigkeit definiert. Die Summe aus der Stellgröße und der Vorsteuerung (abhängig vom Neigungswinkel θ) ergibt die gewünschte Beschleunigung $\dot{v}_x$ des Fahrzeugs zum Erreichen der Soll-Geschwindigkeit v_x^*. Das Produkt aus der Beschleunigung $\dot{v}_x$ und der Fahrzeugmasse m_{ges} ergibt die erforderliche Längsantriebskraft $F_{x,\,Rad}$ am Rad. Um diese Längskraft $F_{x,\,Rad}$ durch die maximalen Motordrehmomente (konventionelles Fahrzeug) bzw. die Summe der maximalen Motordrehmomente (radindividuell angetriebenes Fahrzeug), umgerechnet auf die Längskraft, zu begrenzen ($F_{x,\,max}$; $F_{x,\,min}$), wird die Längsantriebskraft F_x durch das folgende Verhältnis i_{ges} geteilt [14]:

$$i_{ges} = i_{GE} \cdot i_{EA} \tag{5.7}$$

Hier ist i_{GE} das aktuelle Übersetzungsverhältnis des Getriebes. Die kombinierte Übersetzung i_{EA} entspricht den Übersetzungen des Achsantriebs des mechanischen Antriebsstrangs, was in Unterabschnitt 3.2.1.2 näher erläutert ist. Nach der Begrenzung ($F_{x,\,max}$;

$F_{x,\,min}$) wird das Ergebnis mit der Getriebeübersetzung i_{GE} multipliziert (F_x) und durch den dynamischen Reifenradius r_{dyn} dividiert. Das resultierende Drehmoment M_x wird als Übertragungsgröße auf die konventionellen Fahrzeugvarianten übertragen, welche in der Mehrkörpersimulation vom Getriebeausgang an modelliert werden. Für die Fahrzeugvarianten mit Einzelradantrieb gilt $i_{EA} = i_{GE} = 1$. Außerdem kann hier auf die Verrechnung mit r_{dyn} verzichtet werden. Hintergrund ist, dass bei der in Kapitel 6 erläuterten Betriebsstrategie zur variablen Drehmomentverteilung die Längsantriebskraft F_x als Zielwert definiert ist. Die Parametrierung des PI-Reglers erfolgte empirisch. Für die in dieser Arbeit simulierten Betriebspunkte regelt der Regler das nichtlineare Fahrzeugmodell performant. Die erläuterte Längsführung ist in der Software *Matlab/Simulink* umgesetzt.

5.4.2 Querführung

Der Eingang der Querdynamikregelung ist die Querverschiebung y_{dis} zwischen der in kurzer Zeit zu erwartenden Fahrzeugposition und der Fahrstrecke (track). Der Ausgang der Regelung ist der Lenkwinkel δ. Er wird mit der folgenden Beziehung ermittelt [87]:

$$K(s) = \frac{\delta}{y_{dis}} \tag{5.8}$$

Die Übertragungsfunktion K(s) wird durch den Proportionalitätsfaktor K_P, die Nachstellzeit T_i, die Vorhaltezeit T_d, die Verzögerungszeiten T_1 und T_2 sowie den Ausgabefaktor U beschrieben [87].

$$K(s) = U \cdot \frac{K_P + \frac{K_P}{T_i \cdot s} + K_P \cdot T_d \cdot s}{(1 + T_1 \cdot s) \cdot (1 + T_2 \cdot s)} \tag{5.9}$$

Der Zweck der Bestimmung des Lenkwinkels besteht darin, das Fahrzeug stationär und präzise auf der vorgegebenen Spur zu halten. Durch die Übertragungsfunktion kann sowohl ein gutes Regelverhalten als auch ein gutes Störverhalten realisiert werden. Für die Regelung des Lenkwinkels wird die Mehrkörpersimulationssoftware *Simpack* verwendet.

Neben der Vorgabe des Lenkwinkels bestimmt die Querführung auch das Soll-Giermoment M_z des Fahrzeuges, das der Betriebsstrategie zur variablen Drehmomentverteilung (siehe Kapitel 6) übergeben wird. Für alle Ergebnisse (siehe Kapitel 8), die das Rad-Seiten-Lenken (gezielte Wendekreisbeeinflussung durch variable Drehmomentverteilung) nicht betreffen, ist diese Vorgabe mit $M_z = 0$ gewählt worden. Für das Rad-Seiten-Lenken erfolgt die Vorgabe von M_z abhängig von der gewünschten Lenkunterstützung.

5.5 Modellierung ausgewählter Fahrdynamikregelsysteme

Die Modellierung der Fahrdynamikregelsysteme bezieht sich auf den Automatischen Blockierverhinderer, die elektrische Stabilitätskontrolle sowie die Automatische Schlupfregelung. Sie vervollständigt das Modell des Gesamtfahrzeugs. Es sind diejenigen drei Regelungssysteme modelliert, welche den Traktionsaufbau des Fahrzeuges sowohl beim Bremsen als auch beim Antreiben beeinflussen können. Die beiden Regelungssysteme ABV und ESC, die vorwiegend aus sicherheitsrelevanten Gründen im Nutzfahrzeugsektor Verwendung finden, sind vereinfacht modelliert. Sie können in die Simulationsmethodik eingebunden werden, wenn beispielsweise sicherheitsrelevante Validierungen von neuen Nutzfahrzeugkonzepten umgesetzt werden müssen. Die Automatische Schlupfregelung ist aufwendiger modelliert, da sie zur Analyse des Traktionsverhaltens des hybriden, achsindividuell angetriebenen Fahrzeugs mit konventioneller und elektrischer Achse essenziell ist. Die Modellierung der Regelungssysteme findet in *Matlab/Simulink* statt.

5.5.1 Modellierung von Automatischem Blockierverhinderer und Elektronischer Stabilitätskontrolle

Als Grundlage für die Modellierung werden die Beschreibungen in Abschnitt 2.2.2 herangezogen. Da der Fokus der in Kapitel 8 beschriebenen Simulationsergebnisse in der Traktionsanalyse von Fahrzeugkonzepten im antreibenden Fall liegt, ist die Modellierung des Automatischen Blockierverhinderers nicht notwendig. Für die in Unterkapitel 7.3 beschriebenen Validierungen der Betriebsstrategie des hybriden, achsindividuell angetriebenen Fahrzeugs wird eine einfache Modellierung vorgenommen. Hintergrund ist, dass die Betriebsstrategie für den Einsatz an einem realen Demonstratorfahrzeug validiert wird. In solchen Forschungsdemonstratoren kann es sinnvoll sein, die elektrischen Komponenten beim Eingriff von Fahrdynamikregelsystemen aus Sicherheitsgründen drehmomentlos zu schalten. Entsprechend beschränkt sich die Modellierung auf ein zeitabhängiges Signal ‚ABV_{on}‘, dessen Wert von 0 auf 1 springt, wenn ein ABV-Eingriff simuliert werden soll. Ein ähnliches Signal kann mit gleicher Funktion auf realen Steuergeräten von Serienfahrzeugen gefunden werden. Dieses Signal kann als Indikator verwendet werden, um den elektrischen Antrieb zeitweise wirkungslos zu gestalten. Dies führt dazu, dass das Fahrzeug in einen Zustand ähnlich dem eines konventionellen Fahrzeugs zurückgeführt wird. Mithilfe der ABV-Modellierung in der Simulationsmethodik kann dieses Vorgehen bereits virtuell getestet werden. Der Signalausschlag erfolgt hierbei rein zeitabhängig und ohne fahrdynamische Hintergründe. Der Zeitpunkt des Ausschlags wird vor der Simulation determiniert. Die Modellierung des ABV-Bremseingriffs ist für die angemerkten Validierungsprüfungen nicht notwendig.

Die Bestimmung von kritischen Fahrsituationen durch die elektronische Stabilitätskontrolle erfolgt auf zwei Arten. Zum einen wird die tatsächliche Gierrate $\dot{\Psi}$ des Fahr-

zeugmodells aus der Mehrkörpersimulation ausgelesen. Der Betrag dieses Wertes wird im ESC-Modell mit einer vorab bestimmten maximale Gierrate $\dot{\Psi}_{max}$ verglichen. Überschreitet die tatsächliche Gierrate diese Grenze, schlägt der Wert des Signals ‚YC_{on}' von 0 auf 1 um. Parallel dazu wird die aktuelle Querbeschleunigung a_{Ist} des Fahrzeugmodells aus der Mehrkörpersimulation in das ESC-Modell übergeben. Auch der Betrag dieses Werts wird mit einer vorher definierten maximalen Querbeschleunigung a_{max} verglichen. Findet eine Überschreitung der maximalen Querbeschleunigung statt, ändert sich der Wert des Signals ‚AC_{on}' von 0 auf 1. Das Signal ‚ESC_{on}' verarbeitet die Signale ‚YC_{on}' und ‚AC_{on}' und nimmt den Wert 1 an, wenn eines der beiden Signale den Wert 1 aufweist, also ein fahrkritischer Zustand erreicht ist. Es gilt:

$$ESC_{on} = 1,\, wenn\, (AC_{on} == 1 \;\; \vee \;\; YC_{on} == 1) \tag{5.10}$$

Ein solches Signal findet sich nicht nur in Seriensteuergeräten moderner Nutzfahrzeuge wieder, sondern auch bei dem im Zuge dieser Arbeit aufgebauten Demonstratorfahrzeug. Ähnlich wie beim ABV kann beim Ausschlag des Signals ‚ESC_{on}' aus Sicherheitsgründen die elektrische Achse bei einem hybriden Fahrzeugkonzept wirkungslos geschaltet werden. Die Validierung dieser Funktionen ermöglicht die Modellbildung des ESC. Des Weiteren kann das Signal als Indikator zur gezielten Antriebsdrehmomentreduzierung bzw. Bremsmomenterzeugung verwendet werden, so wie in Abschnitt 2.2.2 beschrieben. Dies ist in der hier veröffentlichten Arbeit nicht notwendig.

5.5.2 Modellbildung der Automatischen Schlupfregelung für die mechanische Achse

Die Automatische Schlupfregelung wird detailliert modelliert, da ihre Wechselwirkung mit der Regelungsstrategie beim hybriden, achsindividuell angetriebenen Fahrzeug essenziell ist. Dies gilt vor allem für die in Kapitel 8 gezeigten Traktionsanalysen. In Abbildung 5.19 ist ein grundlegender Überblick dieser Wechselwirkung dargestellt. Die Abbildung ist in ihren Grundsätzen an Abbildung 5.9 angelehnt. Die weiteren Erklärungen zum ASR-Modell erfolgen anhand der in der folgenden Abbildung erläuterten Konfiguration des Fahrzeugkonzepts mit hybridem, radindividuellem Antrieb. Der Eingriff des ASR erfolgt am Mehrkörperfahrzeugmodell über die in Abschnitt 5.1.1 beschriebenen Kraftelemente an der ersten Hinterachse. Diese Kraftelemente sind rechts und links zwischen den Radträgern und den Radnaben aufgespannt und werden in Abbildung 5.19 als KE_{RA1R} und KE_{RA1L} beschrieben.

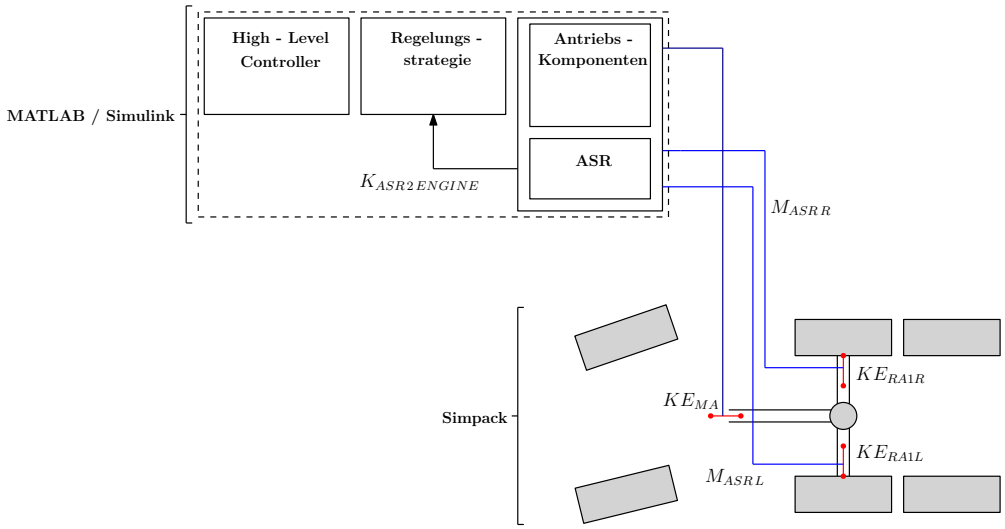

Abbildung 5.19 – Wechselwirkung der Antriebs-Schlupf-Regelung mit dem Gesamtfahrzeug

Bei der Automatischen Schlupfregelung, welche in *Matlab/Simulink* modelliert ist, werden die Ausgangsdrehmomente $M_{ASR,\,R}$ und $M_{ASR,\,L}$ an diese Kraftelemente übertragen. Tritt der Fall ein, dass beide Räder der ersten Hinterachse ihr Kraftschlusspotenzial überschreiten, gibt das ASR das Signal $K_{ASR2ENGINE}$ an die in Abschnitt 6.2.2 beschriebene Regelungsstrategie weiter, was nachfolgend genauer beschrieben wird.

In Abbildung 5.20 ist das Modell des ASR für eine mechanisch angetriebene Hinterachse visualisiert.

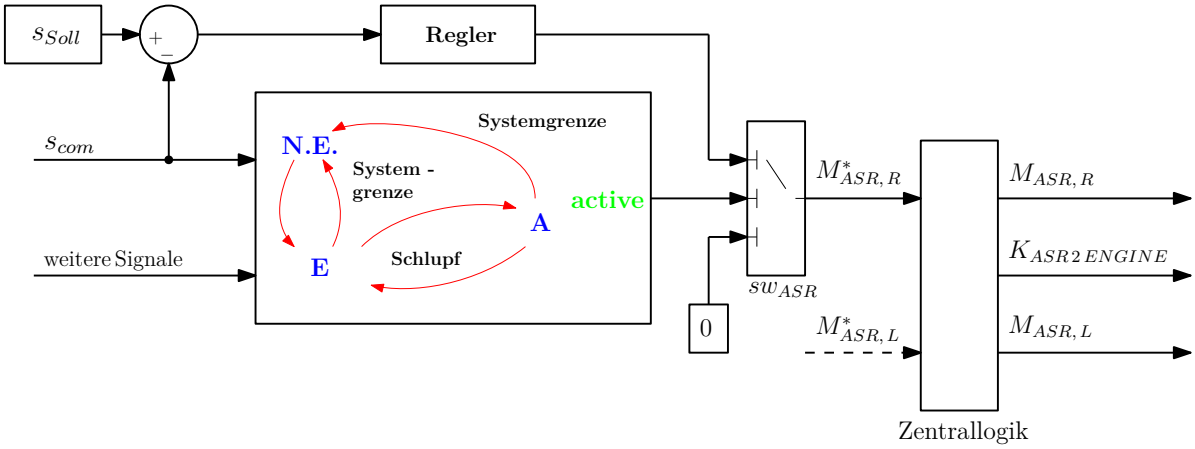

Abbildung 5.20 – Visualisierung des ASR-Modells

Im oberen Teil der Automatischen Schlupfregelung ist ein PID-Regler abgebildet, der das Bremsmoment $M^*_{ASR,R}$ der ASR für das rechte Rad der Achse bestimmt. Hierzu bestimmt die Differenz des parametrierbaren Soll-Schlupfes s_{Soll} und des aktuell am Rad

anliegenden kombinierten Schlupfs s_{com} die Regelgröße des Reglers. Der kombinierte Schlupf wird mit Hilfe des lateralen und longitudinalen Schlupfes bestimmt (siehe Gleichung 6.28). Die Stellgröße des Reglers ist das Bremsmoment $M^*_{ASR,R}$, welches in die sogenannte Zentrallogik überführt wird. Es wird jedoch nur dann in die Zentrallogik geleitet, wenn das ASR aktiviert ist (sw_{ASR}). Ob das ASR aktiviert ist, entscheidet sich im Zustandsübergangsdiagramm. Dieses Diagramm beinhaltet die drei Zustände ‚nicht im Einsatz' (NE), ‚einsatzbereit' (E) und ‚aktiviert' (A). Generell wird im Modell anhand von Systemgrenzen, die für das Wirken des ASR erfüllt sein müssen, definiert, ob das ASR einsatzbereit ist. Die hierfür nötigen Signale sind über ‚weitere Signale' in das Zustandsflussdiagramm eingebunden. Hierbei wird u. a. geprüft, ob die Differentialsperre der Hinterachse nicht eingelegt ist. Ist das ASR einsatzbereit, wird es aktiviert, sobald sich der kombinierte Schlupf des Rades in einem definierten Bereich oberhalb des Soll-Schlupfes s_{Soll} befindet. Ist dies der Fall, schaltet der Wert des Signals ‚active' von 0 auf 1. In der Folge überführt ‚sw_{ASR}' das Bremsmoment $M^*_{ASR,R}$ in die Zentrallogik. Ansonsten werden 0 Nm weitergegeben. In die Zentrallogik fließen die beiden Bremsmomente $M^*_{ASR,R}$ und $M^*_{ASR,L}$ als Inputsignale für das rechte bzw. linke Hinterrad ein. Die Logik gibt beide Inputsignale unverändert als Ausgangssingale $M_{ASR,\,R}$ und $M_{ASR,\,L}$ weiter, wenn sie jeweils den Wert 0 oder nur eines der beiden Signale einen Wert größer als 0 annehmen. Ist dies nicht der Fall, haben also $M^*_{ASR,R}$ und $M^*_{ASR,L}$ einen Wert größer 0, dann fordern die ASR-Systeme beider Räder ein Bremsmoment an. In diesem Fall wird nur das größere der beiden Drehmomentsignale als Ausgangssignal $M_{ASR,\,i}$ für das zugehörige Rad aus der Zentrallogik ausgegeben. Das Ausgangsdrehmomentsignal $M_{ASR,\,i+1}$ des anderen Rades wird mit 0 beschrieben. Zusätzlich bestimmt die Logik das Signal $K_{ASR2ENGINE}$, welches in Gleichung 6.35 zu einer Beeinflussung des Kraftschlusspotenzials $F^{*,ai}_{TK,RA1}$ der ersten, mechanisch angetriebenen Hinterachse beim hybriden, radindividuell angetriebenen Antriebskonzept führt. Zusammenfassend ist eine Abbildung der Automatischen Schlupfregelung anhand der in Abschnitt 2.2.2 erläuterten Grundlagen aufgebaut. Die definierte Schnittstelle ermöglicht es, das Modell gesondert weiterzuentwickeln, auszutauschen oder auch aus der gesamten Simulation auszuschließen.

6 Modulare Betriebsstrategie zur traktionsoptimierten Drehmomentverteilung

Beim Aufbau der Betriebsstrategie wird eine Reihe von Zielen umgesetzt, welche nachstehend kurz zusammengefasst sind. Das übergeordnete Ziel bei der Betriebsstrategie ist es, die unterschiedlichen Antriebskomponenten der in Kapitel 4 beschriebenen Fahrzeugkonzepte anzusteuern. Hierbei ist die Optimierung des Traktionsverhaltens im Fokus. Ein modularer Aufbau sorgt dafür, dass die Betriebsstrategie in unterschiedlichsten Fahrzeugkonzepten einsetzbar ist – auch in Konzepten, die von den in Kapitel 4 vorgestellten Konzepten abweichen. Neben Fahrzeugen mit unterschiedlichen Radformeln (4 x 2 bis 8 x 8) (siehe Abbildung 2.1) sind auch Fahrzeuge mit unterschiedlich gearteten Antriebskomponenten (verbrennungsmotorisch, elektrisch usw.) ansteuerbar. Hierbei ist die Ansteuerung von hybriden Fahrzeugen genauso möglich wie die Ansteuerung von vollelektrischen Fahrzeugen. Während Serienfahrzeuge im Nutzfahrzeugbereich meist mit einer Supervisory-Regelung betrieben werden, geht der Trend bei akademischen Forschungsfahrzeugen in Richtung einer zentralen Regelung (siehe Abschnitt 3.3.1). Durch die Entwicklung in Richtung Elektromobilität und die damit einhergehenden neuen Antriebskonfigurationen bekommt die zentrale Regelung jedoch mehr und mehr praktische Bedeutung [77]. Die entwickelte Betriebsstrategie ermöglicht den Einsatz sowohl in einer Supervisory-Regelung als auch in zentralen Regelungsarchitekturen. Der Aufbau der Betriebsstrategie wird anhand der Ansteuerung der beiden in Kapitel 4 erläuterten Fahrzeugkonzepte dargestellt. Beim 6x6-Fahrzeugkonzept mit Einzelradantrieben wird eine zentrale und radindividuelle Ansteuerung vorgenommen. Es handelt sich um ein Forschungskonzept, bei welchem exemplarisch sechs elektrische, radnah positionierte Motoren oder Radnabenmotoren für den Antrieb zum Einsatz kommen. Die für die fokussierte Traktionsoptimierung nötigen Traktionspotenziale der einzelnen Antriebskomponenten sind zentral erfasst. Die Zuteilung der Drehmomente erfolgt ebenfalls zentral. Das 6x4-Fahrzeugkonzept des Demonstratorfahrzeuges ist mit einer konventionell betriebenen Achse (erste Hinterachse) und einer elektrisch betriebenen Achse (zweite Hinterachse) konfiguriert. Es handelt sich um ein achsgeteiltes Hybridfahrzeug, welches über eine seriennahe Supervisory-Regelungsarchitektur angesteuert wird. Die Traktionspotenziale der beiden angetriebenen Achsen werden mithilfe der hierarchisch untergeordneten Regelungssysteme (v. a. Automatischen Schlupfregelungen) der beiden Achsen bestimmt.

Die Drehmomentvergabe an die Antriebskomponenten erfolgt über diese Regelungssysteme. Der Fokus in diesem Kapitel liegt auf der Ausarbeitung der Betriebsstrategie für das zentral angesteuerte, radindividuell betriebene 6x6-Fahrzeug. Des Weiteren werden die Adaptionen beschrieben, durch welche die Betriebsstrategie auch im hierarchisch angetriebenen, achselektiven 6x4-Fahrzeug einsatzfähig ist. Die in Kapitel 5 eingeführten hochgestellten Indizes ^{ri} für radindividuell und ^{ai} für achsindividuell werden zur Unterscheidung zwischen den beschriebenen Antriebskonzepten beibehalten. Sind keine der beiden hochgestellten Indizes verwendet, ist der jeweilige Begriff allgemein gültig. Die Modellierung der Betriebsstrategie erfolgt mit der Software *Matlab/Simulink*. Dies bietet den Vorteil, das Regelungssystem in C-Code exportieren zu können [90]. Dadurch wird die Anbindung an Steuergeräte von realen Fahrzeugen vereinfacht. Die Umsetzung der Betriebsstrategie in ein reales Fahrzeug wird in Kapitel 7 näher erläutert.

6.1 Anwendung der Control Allocation

Die Anwendung der Control Allocation basiert auf den in Abschnitt 3.3.3 beschriebenen Grundlagen sowie auf dem Zweispurmodell aus Abschnitt 3.1.2. Das Augenmerk der Beschreibung liegt auf der in Unterabschnitt 3.3.3.2 dargestellten Gleichung 3.58 welche nochmals wiederholt ist:

$$\mathbf{u} = \arg \min_{\underline{\mathbf{u}} \leq \mathbf{u} \leq \bar{\mathbf{u}}} \left[\|\mathbf{W_u}(\mathbf{u} - \mathbf{u}^*)\|_2^2 + \gamma \, \|\mathbf{W_v}(\mathbf{B} \cdot \mathbf{u} - \mathbf{v}^*)\|_2^2 \right] \tag{6.1}$$

Nachfolgend sind die Applikation des Regelzielvektors $\mathbf{v}^*$, des Stellgrößenvektors $\mathbf{u}$, des Verteilungsvektors $\mathbf{u}^*$ sowie der Matrix $\mathbf{B}$ beschrieben. Anschließend wird die Gestalt der Gewichtungsmatrizen $\mathbf{W_v}$ und $\mathbf{W_u}$ an einem Beispiel erläutert sowie deren Implementierung in den Ansatz der Control Allocation dargestellt.

Basierend auf dem Ansatz der Control Allocation wird ein Fahrdynamikregler aufgebaut, welcher durch eine variable Stellgrößenverteilung eine radindividuelle Drehmomentverteilung auf die sechs Einzelantriebe bzw. eine achsindividuelle Drehmomentverteilung auf die beiden angetriebenen Achsen zulässt. Die Gewichtung γ ist mit dem Wert 1 beschrieben. Die beiden in Unterkapitel 3.3.3 eingeführten Teile der Zielfunktionen der Optimierung werden so gleichermaßen gewichtet. Dies ist sinnvoll, da sowohl die Gleichverteilung der Stellgrößen (erster Teil der Zielfunktion) aus sicherheitsrelevanten Kriterien als auch die Erfüllung des Regelzielvektors (zweiter Teil der Zielfunktion) hoch zu priorisierende Ziele sind. Die Gewichtung bietet die Möglichkeit die Priorisierung bei Bedarf zu verändern. Für die Umsetzung der Bewegungen beim Konzept mit Einzelradantrieb sind sowohl längsdynamische als auch querdynamische Ziele vorgegeben. Die Gesamtantriebskraft $\mathrm{F_x}$ (siehe Abschnitt 5.4.1) und das Giermoment $\mathrm{M_z}$ bilden die globalen Regelziele des Fahrzeugs. Der Regelzielvektor $\mathbf{v}^{\mathbf{ri},\,*} \in \mathbb{R}^2$, der als Eingang in die Control Allocation übergeben wird, wird für das radindividuell angetriebene Konzept

wie folgt beschrieben [53]:

$$\mathbf{v}^{*,\,\mathbf{ri}} = \begin{bmatrix} m \cdot \dot{v}_x \\ J_z \cdot \ddot{\psi} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} F_x \\ M_z \end{bmatrix} \tag{6.2}$$

Beim achsindividuell angetriebenen 6x4-Fahrzeug ist das Giermoment nicht durch die Betriebsstrategie beeinflussbar, denn dies wird bei dem erwähnten hierarchischen Regelungsansatz durch die fahrdynamischen Regelungssysteme der beiden Antriebsachsen realisiert. Somit folgt für $\mathbf{v}^{\mathbf{*,ai}}$ [53]:

$$\mathbf{v}^{*,\,\mathbf{ai}} = [m \cdot \dot{v}_x] = [F_x] \tag{6.3}$$

Beim radindividuell angetriebenen Fahrzeug wird durch das Setzen von $\mathrm{M_z} = 0$ eine Stellgrößenverteilung fokussiert, welche kein Giermoment am Fahrzeug zulässt. Mithilfe der später erläuterten Gewichtungsmatrix $\mathbf{W_v}$ kann die Vorgabe situationsabhängig gelockert werden. Wird $\mathrm{M_z}$ ungleich 0 gesetzt, so kann gezielt eine ungleiche Stellgrößenverteilung aufgebaut werden. Es kommt zum sogenannten Torque Vectoring [68]. Zum Beispiel kann damit der Wenderadius des geregelten Fahrzeugs beeinflusst werden. Um den Regelzielvektor $\mathbf{v}^*$ zu erfüllen, wird der Stellgrößenvektor $\mathbf{u}$ eingeführt. Er beschreibt die positiven und negativen Momentanforderungen, je nach Fahrzeugkonzept entweder für die sechs Einzelantriebe oder für die zwei angetriebenen Achsen. Die Stellgrößenvektoren $\mathbf{u^{ri}} \in \mathbb{R}^6$ und $\mathbf{u^{ai}} \in \mathbb{R}^2$ setzen sich aus nachfolgenden Drehmomenten zusammen [53]:

$$\mathbf{u^{ri}} = [M^{ri}_{FAL}, M^{ri}_{FAR}, M^{ri}_{RA1L}, M^{ri}_{RA1R}, M^{ri}_{RA2L}, M^{ri}_{RA2R}]^T \tag{6.4}$$

$$\mathbf{u^{ai}} = [M^{ai}_{RA1}, M^{ai}_{RA2}]^T \tag{6.5}$$

Beim achsindividuell angetriebenen Fahrzeug ist der Stellgrößenvektor $\mathbf{u^{ai}}$ gleichzeitig die Soll-Vorgabe für die in der Supervisory-Regelungsarchitektur (siehe Abschnitt 3.3.1) hierarchisch untergeordneten Regelungssysteme der beiden angetriebenen Achsen. Beschränkt sind die Stellgrößen durch die maximalen und minimalen Drehmomente der Antriebseinheiten, welche in den Vektoren $\mathbf{u_{min}}$ und $\mathbf{u_{max}}$ definiert sind. Für die radindividuelle Antriebsregelung folgt [53]:

$$\mathbf{u^{ri}_{min}} = [M^{ri}_{min,\,FAL}, M^{ri}_{min,\,FAR}, M^{ri}_{min,\,RA1L}, M^{ri}_{min,\,RA1R}, M^{ri}_{min,\,RA2L}, M^{ri}_{min,\,RA2R}]^T \tag{6.6}$$

$$\mathbf{u^{ri}_{max}} = [M^{ri}_{max,\,FAL}, M^{ri}_{max,\,FAR}, M^{ri}_{max,\,RA1L}, M^{ri}_{max,\,RA1R}, M^{ri}_{max,\,RA2L}, M^{ri}_{max,\,RA2R}]^T \tag{6.7}$$

Es folgt für das Konzept des achsindividuellen Antriebs [53]:

$$\mathbf{u_{min}^{ai}} = [M_{min,\,RA1}^{ai}, M_{min,\,RA2}^{ai}]^T \tag{6.8}$$

$$\mathbf{u_{max}^{ai}} = [M_{max,\,RA1}^{ai}, M_{max,\,RA2}^{ai}]^T \tag{6.9}$$

Um die Verteilung der Stellgrößen zu beeinflussen, wird der Verteilungsvektor $\mathbf{u^*}$ für beide Konzepte in Gleichung 6.10 und Gleichung 6.11 eingeführt. Dessen Einträge werden $\eta^*_{\mathrm{M,\,i}}$ genannt und sind für eine Gleichverteilung der Stellgrößen standardmäßig auf null gesetzt. Weicht ein Eintrag von null ab, weicht das Ziel für die zugehörige Stellgröße von der Gleichverteilung der Stellgrößen ab. Für die Verteilung der Stellgrößen sind somit weniger die tatsächlichen Einträge des Vektors determinierend. Vielmehr ist die relative Differenz zwischen den Einträgen von Bedeutung [53].

$$\mathbf{u^{*,\,ri}} = [\eta_{M,\,FAL}^{*,\,ri}, \eta_{M,\,FAR}^{*,\,ri}, \eta_{M,\,RA1L}^{*,\,ri}, \eta_{M,\,RA1R}^{*,\,ri}, \eta_{M,\,RA2L}^{*,\,ri}, \eta_{M,\,RA2R}^{*,\,ri}]^T \tag{6.10}$$

$$\mathbf{u^{*,\,ai}} = [\eta_{M,\,RA1}^{*,\,ai}, \eta_{M,\,RA2}^{*,\,ai}]^T \tag{6.11}$$

Für eine Gleichverteilung der Stellgrößen werden alle Einträge der Verteilungsvektoren mit null beschrieben [53].

$$\mathbf{u^{*,\,ri}} = [0, 0, 0, 0, 0, 0]^T \tag{6.12}$$

$$\mathbf{u^{*,\,ai}} = [0, 0]^T \tag{6.13}$$

Mit der später erläuterten Gewichtungsmatrix $\mathbf{W_u}$ kann der Term $\mathbf{u\text{-}u^*}$ in Gleichung 6.1 zusätzlich gewichtet werden. Somit ergeben sich beim Fahrzeugkonzept mit radindividuellem Antrieb insgesamt vier Möglichkeiten, die Stellgrößenverteilung zu beeinflussen: das Regelziel $\mathrm{M_z}$ im $\mathbf{v^*}$-Vektor, die Gewichtungsmatrix $\mathbf{W_v}$ sowie der Verteilungsvektor $\mathbf{u^*}$ und die Gewichtungsmatrix $\mathbf{W_u}$. Beim achsindividuell angetriebenen Fahrzeug beschränken sich die Einflussmöglichkeiten auf den Verteilungsvektor $\mathbf{u^*}$ und die Gewichtungsmatrix $\mathbf{W_u}$.

Um die kinematische Kopplung zwischen dem Regelzielvektor $\mathbf{v^*}$ und dem Stellgrößenvektor $\mathbf{u}$ herzustellen, wurde die Matrix $\mathbf{B}$ entworfen. Als Grundlage für deren Erstellung gelten die Zustandsgleichungen des nichtlinearen Zweispurmodells (siehe Abschnitt 3.1.2). Beim Ansteuerungskonzept mit sechs Einzelantrieben kann jeder einzelne Radantrieb eine Längskraft in x-Richtung aufbringen. Die Lenkwinkel der Vorderachse sind durch eine unabhängige Vorgabe, den Fahrer oder – in der Simulation – durch ein Querdynamikregelungssystem (siehe Unterkapitel 5.4) sowie die Kinematik des Lenksystems vorgegeben.

Die Zustandsgleichungen aus Abschnitt 3.1.2 werden für die weiteren Beschreibungen zur Betriebsstrategie (v.a. der Matrix **B**) vereinfacht. Die Radkräfte werden auf die Längsanteile (x-Anteile) aller angetriebenen Räder beschränkt. Die Querkräfte (y-Anteile) werden nicht berücksichtigt. Diese Vereinfachung zu den in Abschnitt 3.1.2 beschriebenen Zustandsgleichungen wird aus nachfolgenden Gründen eingeführt. Um die in diesem Kapitel beschriebene Regelungsstrategie in der Steuergerätearchitektur realer Serien- oder Forschungsfahrzeuge (siehe Kapitel 7) implementieren zu können, müssen sie zusammen mit weiteren Funktionen in harter Echtzeit (siehe Abschnitt 7.5.1) betrieben werden können. Eine Vereinfachung der Zustandsgleichungen und somit der Matrix **B** führt zu einer Einsparung von Rechenkapazitäten bei der Berechnung der Regelungsstrategie auf Steuergeräten. Durch das Weglassen der Queranteile der Radkräfte in der Matrix **B** wird dies erreicht. Dennoch bleiben die für die Funktionsweise der Regelungsstrategie entscheidenden Längskräfte erhalten. Diese Kräfte können durch die einzelnen Antriebskomponenten aktiv beeinflusst werden. Es folgt für die Vereinfachung der Zustandsgleichungen aus Abschnitt 3.1.2 [53]:

$$m \cdot \dot{v}_x = \sum_{i=1}^{2} ({}_R F_{x,i} \cdot \cos(\delta_i)) + \sum_{i=3}^{6} F_{x,i} \tag{6.14}$$

$$\begin{aligned} J_z \cdot \ddot{\psi} = {} & l_{FA} \cdot \sum_{i=1}^{2} ({}_R F_{x,i} \cdot \sin(\delta_i)) \\ & + \frac{b_{FA}}{2} \cdot (-{}_R F_{x,1} \cdot \cos(\delta_1) +_R F_{x,2} \cdot \cos(\delta_2)) \\ & + \frac{b_{RA1}}{2} \cdot (-F_{x,3} + F_{x,4}) + \frac{b_{RA2}}{2} \cdot (-F_{x,5} + F_{x,6}) \end{aligned} \tag{6.15}$$

Die erste Achse wird in der achsindividuellen Betriebsstrategie des 6x4-Konzepts nicht angetrieben. Außerdem ist das Giermoment nicht beeinflussbar. Dementsprechend vereinfachen sich die Zustandsgleichungen [53]:

$$m \cdot \dot{v}_x = \sum_{i=3}^{6} F_{x,i} \tag{6.16}$$

Da die Stellgrößen als Drehmoment und das Regelziel des Längsvortriebs als Kraft definiert sind, wird in der Matrix **B** der dynamische Reifenradius berücksichtigt [53].

$${}_R F_{x,i} = \frac{M_i}{r_{dyn}},\ i \in [1, 6] \tag{6.17}$$

Für die Matrix $\mathbf{B^{ri}}(\mathrm{x}) \in \mathbb{R}^{2\mathrm{x}6}$ der radindividuellen Betriebsstrategie folgt somit aus den

Gleichungen 6.14, 6.15 und 6.17 [53]:

$$\mathbf{B^{ri}} = \begin{bmatrix} \frac{\cos(\delta_l)}{r_{dyn}} & \frac{\cos(\delta_r)}{r_{dyn}} & \frac{1}{r_{dyn}} & \frac{1}{r_{dyn}} & \frac{1}{r_{dyn}} & \frac{1}{r_{dyn}} \\ \frac{\frac{-b_{FA}}{2}\cdot\cos(\delta_l)+l_{FA}\cdot\sin(\delta_l)}{r_{dyn}} & \frac{\frac{b_{FA}}{2}\cdot\cos(\delta_r)+l_{FA}\cdot\sin(\delta_r)}{r_{dyn}} & \frac{-b_{RA1}}{2\cdot r_{dyn}} & \frac{b_{RA1}}{2\cdot r_{dyn}} & \frac{-b_{RA2}}{2\cdot r_{dyn}} & \frac{b_{RA2}}{2\cdot r_{dyn}} \end{bmatrix} \tag{6.18}$$

Nach den Gleichungen 6.16 und 6.17 ergibt sich $\mathbf{B_{ai}}(\mathrm{x}) \in \mathbb{R}^{1\mathrm{x}2}$ bei der achsindividuellen Betriebsstrategie zu [53]:

$$\mathbf{B^{ai}} = \begin{bmatrix} \frac{1}{r_{dyn}} & \frac{1}{r_{dyn}} \end{bmatrix} \tag{6.19}$$

Um das traktions- sowie fahrdynamische Verhalten zu optimieren, müssen die Kraftschlusspotenziale ${}_{\mathrm{R}}\mathrm{F}^{\mathrm{ri}}_{\mathrm{TK,i}}$ der einzelnen Antriebskomponenten eingebunden sein. Diese sind für das radindividuell und zentral angesteuerte Fahrzeug anders bestimmt als für das achsindividuell angetriebene Fahrzeug mit Supervisory-Regelungssystem. In nachfolgendem Abschnitt 6.2 wird die Bestimmung der Kraftschlusspotenziale ausführlich erläutert. Zur Einbettung in die radindividuelle Betriebsstrategie wird der Regelzielvektor $\mathbf{v^{*,\ ri}}$ erweitert [53]:

$$\mathbf{v}^{*,\mathbf{ri}} = \begin{bmatrix} F_x \\ M_z \\ {}_R F^{ri}_{TK,FAL} \\ {}_R F^{ri}_{TK,FAR} \\ {}_R F^{ri}_{TK,RA1L} \\ {}_R F^{ri}_{TK,RA1R} \\ {}_R F^{ri}_{TK,RA2L} \\ {}_R F^{ri}_{TK,RA2R} \end{bmatrix} \tag{6.20}$$

Im achsindividuellen Konzept, in welchem die Kraftschlusspotenziale $\mathrm{F}^{\mathrm{ai}}_{\mathrm{TK,i}}$ zusammen mit den Regelungssystemen der beiden angetriebenen Achsen bestimmt werden (siehe Kapitel 6.2.2), erhält man für den Regelzielvektor $\mathbf{v^{*,\ ai}}$ [53]:

$$\mathbf{v}^{*,\mathbf{ai}} = \begin{bmatrix} F_x \\ F^{ai}_{TK,RA1} \\ F^{ai}_{TK,RA2} \end{bmatrix} \tag{6.21}$$

Die Einbindung der Kraftschlusspotenziale wäre auch über den Verteilungsvektor $\mathbf{u^*}$ möglich. Die Integration in die Regelzielvektoren $\mathbf{v^*}$ zeigte sich jedoch diesbezüglich als äußerst effektiv. Die Kraftschlusspotenziale $\mathrm{F}^{\mathrm{ai}}_{\mathrm{TK,i}}$ bilden zusammen mit dem Stellgrößenvektor $\mathbf{u^{ai}}$ die Schnittstelle zu den untergeordneten Regelungssystemen der beiden angetriebenen Achsen. Auch die **B**-Matrizen müssen in diesem Zuge erweitert werden. Für die radindividuelle Betriebsstrategie folgt, basierend auf

Gleichung 6.18, für $\mathbf{B_{ri}}(\mathrm{x}) \in \mathbb{R}^{8\mathrm{x}6}$ [53]:

$$\mathbf{B^{ri}} = \begin{bmatrix} \frac{\cos(\delta_l)}{r_{dyn}} & \frac{\cos(\delta_r)}{r_{dyn}} & \frac{1}{r_{dyn}} & \frac{1}{r_{dyn}} & \frac{1}{r_{dyn}} & \frac{1}{r_{dyn}} \\ \frac{\frac{-b_{FA}}{2}\cdot\cos(\delta_l)+l_{FA}\cdot\sin(\delta_l)}{r_{dyn}} & \frac{\frac{b_{FA}}{2}\cdot\cos(\delta_r)+l_{FA}\cdot\sin(\delta_r)}{r_{dyn}} & \frac{-b_{RA1}}{2\cdot r_{dyn}} & \frac{b_{RA1}}{2\cdot r_{dyn}} & \frac{-b_{RA2}}{2\cdot r_{dyn}} & \frac{b_{RA2}}{2\cdot r_{dyn}} \\ \frac{1}{r_{dyn}} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & \frac{1}{r_{dyn}} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & \frac{1}{r_{dyn}} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \frac{1}{r_{dyn}} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{1}{r_{dyn}} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{1}{r_{dyn}} \end{bmatrix} \tag{6.22}$$

Für die achsindividuelle Betriebsstrategie wird Gleichung 6.19 erweitert, sodass $\mathbf{B_{ai}}(\mathrm{x}) \in \mathbb{R}^{3\mathrm{x}2}$ entsteht [53]:

$$\mathbf{B^{ai}} = \begin{bmatrix} \frac{1}{r_{dyn}} & \frac{1}{r_{dyn}} \\ \frac{1}{r_{dyn}} & 0 \\ 0 & \frac{1}{r_{dyn}} \end{bmatrix} \tag{6.23}$$

Für beide Betriebsstrategien gilt, dass es keinen Vektor **u** geben kann, welcher den Term $\mathbf{B}\cdot\mathbf{u}$ - $\mathbf{v}^*$ in Gleichung 6.1 zum Ergebnis "0"führt. Schlicht, da die Matrix **B** mehr Zeilen als der Vektor **u** beinhaltet. Entsprechend ist es das Ziel, die Einträge des Vektors **u** aus einer Vielzahl von Möglichkeiten so zu bestimmen, dass ein bestmöglicher Kompromiss zur Erfüllung aller Regelziele erreicht wird. Wird durch den Term **u** - $\mathbf{u}^*$ in Gleichung 6.1 eine Gleichverteilung des Drehmoments an alle Stellglieder priorisiert, so kann es nur noch exakt einen Lösungsvektor **u** geben. Jedoch gibt es Fahrsituationen, in denen sich unterschiedliche Regelziele widersprechen können. Wird über eine Strecke mit einseitiger Reibwertreduzierung gefahren (sog. μ_{Split}-Szenario), dann kann an den Rädern dieser Seite weniger Drehmoment übertragen werden als auf der Seite, an der keine Reibwertabminderung auftritt. Soll nun sowohl die Soll-Längsvortriebskraft $\mathrm{F_x}$ eingehalten und gleichzeitig eine Gleichverteilung der Stellgrößen erreicht werden, kann ein Zielkonflikt resultieren. Vor allem, wenn bei Gleichverteilung das durch alle Räder übertragbare Drehmoment nicht ausreicht, um die Soll-Längsvortriebskraft $\mathrm{F_x}$ zu erfüllen. Um u. a. auch in solchen Fahrsituationen exakt einen Lösungsvektor **u** zu definieren, werden in Gleichung 6.1 die Gewichtungsmatrizen $\mathbf{W_u}$ und $\mathbf{W_v}$ eingeführt. Damit lassen sich die unterschiedlichen Ziele gewichten, sodass durch die Minimierung von Gleichung 6.1 genau ein Lösungsvektor **u** bestimmt werden kann. Damit wird eine Fahrzeugbewegung sichergestellt, welche einen optimalen Kompromiss zwischen den sich widersprechenden Zielen darstellt. Dieser Kompromiss kann situationsbedingt sehr unterschiedlich aussehen. So kann im dargestellten μ_{low}-Szenario bei niedrigen Geschwin-

digkeiten das Ziel der Soll-Längsvortriebskraft höher gewichtet werden. Hintergrund ist, dass die damit einhergehende Ungleichverteilung der Stellgrößen und das daraus resultierende Giermoment um die Fahrzeughochachse bei niedrigen Geschwindigkeiten nur geringe sicherheitsrelevante Auswirkungen hat. Bei hohen Fahrzeuggeschwindigkeiten hingegen ist dies anders. Hier wird die Gleichverteilung der Stellgrößen höher gewichtet als die Erfüllung der Soll-Längsvortriebskraft. Somit wird sichergestellt, dass sich keine fahrdynamischen Unsicherheiten einstellen.

Die Gewichtungsmatrizen $\mathbf{W_u}$ und $\mathbf{W_v}$ sind im Weiteren dargestellt. Wie sich die einzelnen Einträge der Matrizen situationsabhängig verändern, wird nachfolgend in Abschnitt 6.2 am Beispiel der situationsabhängigen Gewichtung des Kraftschlusspotenzials einer Antriebskomponente erläutert. Neben der Beeinflussung der Stellgrößenverteilung ist die Matrix $\mathbf{W_u}$ ebenfalls dazu geeignet, den aktuellen Status der Antriebskomponenten in die Betriebsstrategie zu integrieren. Sollte also eine Antriebeinheit nicht angesteuert werden können, beispielsweise aufgrund von Überhitzung, so wird der zugehörige Eintrag in der Matrix $\mathbf{W_u}$ zu null gesetzt. In dieser Arbeit wird die Gewichtungsmatrix $\mathbf{W_u^{ri}} \in \mathbb{R}^{6x6}$ für das radindividuell angetriebene Fahrzeug wie folgt festgelegt [53]:

$$\mathbf{W_u^{ri}} = \begin{bmatrix} W^{ri}_{u,\,FAL} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & W^{ri}_{u,\,FAR} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & W^{ri}_{u,\,RA1L} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & W^{ri}_{u,\,RA1R} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & W^{ri}_{u,\,RA2L} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & W^{ri}_{u,\,RA2R} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \tag{6.24}$$

Durch die Beschreibung der $\mathbf{W_u^{ri}}$-Matrix als Einheitsmatrix wird eine Gleichverteilung der Stellgrößen angestrebt. Beim Fahrzeugkonzept mit achsindividuellem Antrieb ist es das Ziel, die konventionell angetriebene erste Hinterachse unter Vorspannung zu halten, um Schwingungen im mechanischen Antriebsstrang zu unterbinden. Zwischen mechanischer und elektrischer Antriebsachse ist entsprechend eine Grundverteilung von 60:40 eingestellt, welche durch nachfolgende Gewichtungsmatrix $\mathbf{W_u^{ai}} \in \mathbb{R}^{2x2}$ erreicht wird [53]:

$$\mathbf{W_u^{ai}} = \begin{bmatrix} W^{ai}_{u,RA1} & 0 \\ 0 & W^{ai}_{u,RA2} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0,4 & 0 \\ 0 & 0,6 \end{bmatrix} \tag{6.25}$$

Um der ersten, konventionell angetriebenen Hinterachse einen Soll-Wert von 60 Prozent der gesamten Längsvortriebskraft F_x zuzuteilen, ist der zugehörige Matrixeintrag mit 0,4 beschrieben, während der Eintrag für die zweite, elektrisch angetriebene Hinterachse mit 0,6 gewählt ist. Hintergrund ist die in der Optimierung eingesetzte Minimierung, welche eine stärkere Zuteilung auf die konventionell angetriebene Achse fokussiert.

Die Matrix $\mathbf{W_v}$ ermöglicht die Gewichtung der einzelnen Einträge des Regelzielvektors $\mathbf{v}^*$. Neben der Soll-Längsvortriebskraft F_x und dem Soll-Giermoment M_z (falls vorhanden) sind auch die einzelnen Kraftschlusspotenziale der Antriebskomponenten gewichtet. Je nach Fahrsituation wird über die Matrix $\mathbf{W_v}$ auf diese Weise eine gezielte Ungleich-

verteilung der Stellglieder umgesetzt. Für die Betriebsstrategie mit radindividuellem Antrieb wird für $\mathbf{W_v^{ri}} \in \mathbb{R}^{8x8}$ folgende Struktur verwendet [53]:

$$\mathbf{W_v^{ri}} = \begin{bmatrix} W^{ri}_{v,\,F_x} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & W^{ri}_{v,\,M_z} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & W^{ri}_{v,\,TK,\,FAL} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & W^{ri}_{v,\,TK,\,FAR} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & W^{ri}_{v,\,TK,\,RA1L} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & W^{ri}_{v,\,TK,\,RA1R} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & W^{ri}_{v,\,TK,\,RA2L} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & W^{ri}_{v,\,TK,\,RA2R} \end{bmatrix} \tag{6.26}$$

Die Einträge $\mathrm{W^{ri}_{v,F_x}}$ und $\mathrm{W^{ri}_{v,M_z}}$ gewichten die Soll-Längsvortriebskraft $\mathrm{F_x}$ und das Soll-Giermoment $\mathrm{M_z}$. Die Einträge $\mathrm{W^{ri}_{v,TK,i}}$ gewichten die Kraftschlusspotenziale ${}_{\mathrm{R}}\mathrm{F^{ri}_{TK,i}}$ verschiedener Antriebskomponenten. Für die achsindividuell ausgerichtete Betriebsstrategie vereinfacht sich die Matrix $\mathbf{W_v^{ai}} \in \mathbb{R}^{3x3}$ auf die Gewichtung von $\mathrm{F_x}$ sowie der Kraftschlusspotenziale $\mathrm{F^{ai}_{TK,i}}$ der beiden angetriebenen Achsen [53]:

$$\mathbf{W_v^{ai}} = \begin{bmatrix} W^{ai}_{v,\,F_x} & 0 & 0 \\ 0 & W^{ai}_{v,\,TK,\,RA1} & 0 \\ 0 & 0 & W^{ai}_{v,\,TK,\,RA2} \end{bmatrix} \tag{6.27}$$

Die individuelle Gewichtung der Regelziele einschließlich der einzelnen Antriebskomponenten ermöglicht eine kontrollierte Umverteilung der Stellgrößen. Schöpft beispielsweise eine Antriebskomponente ihr Kraftschlusspotenzial aus, so verändert sich die Gewichtung dieser Komponente im Regelzielvektor. Der Anteil des gewünschten Gesamtmoments, das an diese Komponente nicht weitergegeben werden kann, wird auf die anderen Antriebskomponenten unter Berücksichtigung der Gewichtung aller weiteren Regelziele verteilt.

6.2 Regelungssysteme der einzelnen Antriebskomponenten

Nachfolgend wird die Interaktion zwischen der in vorstehendem Abschnitt erläuterten Funktionsweise der Betriebsstrategie mit den für die Traktion relevanten Regelungssystemen der Antriebskomponenten erläutert. Im Detail geht es um die Beeinflussung bzw. Wechselwirkung des Regelzielvektors $\mathbf{v}^*$ sowie des Stellgrößenvektors $\mathbf{u}$ anhand der besagten Regelungssysteme. Die beiden Ansteuerungsarten (zentrale Regelungsarchitektur und Supervisory-Regelung) werden in diesem Abschnitt getrennt betrachtet.

6.2.1 Zentral angesteuertes, radindividuelles Antriebsstrang-Konzept

Im radindividuell angetriebenen Fahrzeug mit sechs Einzelradantrieben wird das Kraftschlusspotenzial aller Einzelantriebe ${}_{\mathrm{R}}\mathrm{F}^{\mathrm{ri}}_{\mathrm{TK,\,i}}$ bestimmt und zentral im $\mathbf{v}^{*,\,\mathbf{ri}}$-Vektor in Gleichung 6.20 verarbeitet. Inwieweit die Kraftschlusspotenziale bei der zentralen Verteilung des Stellgrößenvektors $\mathbf{u}^{\mathbf{ri}}$ in Gleichung 6.4 Einfluss nehmen, ist abhängig von den Einträgen $\mathrm{W}^{\mathrm{ri}}_{\mathrm{v,TK,i}}$ in der Gewichtungsmatrix $\mathbf{W}^{\mathbf{ri}}_{\mathbf{v}}$ in Gleichung 6.26. Diese Einträge sind situationsabhängig veränderbar. Nachstehend werden die Bestimmung der Kraftschlusspotenziale ${}_{\mathrm{R}}\mathrm{F}^{\mathrm{ri}}_{\mathrm{TK,\,i}}$ sowie das Aussehen der Matrixeinträge $\mathrm{W}^{\mathrm{ri}}_{\mathrm{v,\,TK,\,i}}$ beschrieben. Die Kraftschlusspotenziale ${}_{\mathrm{R}}\mathrm{F}^{\mathrm{ri}}_{\mathrm{TK,\,i}}$ pro Einzelradantrieb sind durch je eine Traktionskontrolle pro Rad bestimmt. Als Regelgröße wird der Schlupf der einzelnen Räder verwendet. Hierbei wird der kombinierte Schlupf $\mathrm{s}^{\mathrm{ri}}_{\mathrm{com}}$ aus dem longitudinalen Schlupf $\mathrm{s_x}$ und dem lateralen Schlupf $\mathrm{s_y}$ bestimmt [50].

$$s^{ri}_{com} = \sqrt{s_x^2 + s_y^2} \tag{6.28}$$

Eine Annahme bei der Herleitung der Zustandsgleichungen für das Zweispurmodell (siehe Abschnitt 3.1.2) zur Bestimmung der Matrix $\mathbf{B}$ (siehe Gleichungen 6.18 und 6.19) ist es das vertikale Verhalten nicht zu berücksichtigen. Um das vertikale Verhalten des Fahrzeuges in bestimmten Fahrsituationen (z.B.: das Nicken des Fahrzeuges) in der Regelungsstrategie dennoch zu adressieren, ist der Schlupf eine Möglichkeit. Dies ist beispielhaft am Nicken eines Fahrzeuges erläutert. Durch das Nicken eines Fahrzeuges verändern sich die Radaufstandskräfte an den Rädern. Dies wiederum führt dazu, dass sich das Schlupfverhalten der Räder ändert, da das Kraftschlusspotential der Räder von der Radaufstandskraft abhängt (siehe Abschnitt 3.1.4). Somit kann einerseits die Matrix $\mathbf{B}$ vereinfacht werden (nicht Berücksichtigung des vertikalen Verhaltens), was die bereits beschrieben Vorteile bzgl. Echtzeitfähigkeit auf Steuergeräten ermöglicht und andererseits kann das vertikale Verhalten des geregelten Fahrzeuges über die Einbeziehung des Schlupfs in die Regelungsstrategie in bestimmten Situationen adressiert werden. Die Differenz aus dem Zielschlupf $\mathrm{s}^{*,\,\mathrm{ri}}_{\mathrm{com}}$ und dem tatsächlich anliegenden Schlupf $\mathrm{s}^{\mathrm{ri}}_{\mathrm{com,\,i}}$ bildet den Regelfehler $\mathrm{s}^{\mathrm{ri}}_{\mathrm{com,\,Fehler,\,i}}$ für jedes einzelne Rad [50].

$$s^{ri}_{com,\,Fehler,\,i} = s^{*,\,ri}_{com} - s^{ri}_{com,\,i},\ i \in [1,6] \tag{6.29}$$

Der nichtlineare Faktor $\mathrm{K_{NL}}$ ($\mathrm{s_{com,\,Fehler,\,i}}$) ist von $\mathrm{s_{com,\,Fehler,\,i}}$ abhängig (siehe Gleichung 6.30).

$$K_{NL} = (\tanh(20 \cdot s_{com,\,Fehler} + 0,08)) + 1) \cdot 0.5 \tag{6.30}$$

Die Gleichung zur Beschreibung von $\mathrm{K_{NL}}$ ist empirischen Ursprungs. Die Abbildung 6.1 beschreibt diese.

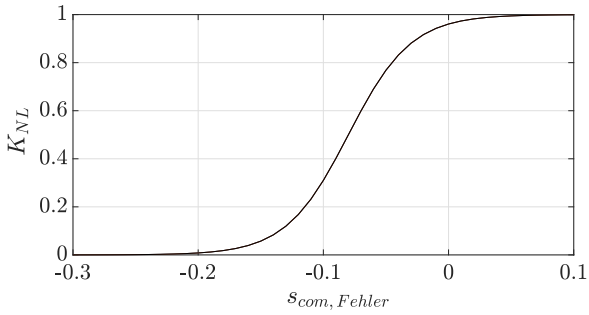

Abbildung 6.1 – Faktor K_{NL}

Der Maximalwert des Faktors K_{NL} ist 1. Bei negativen Regelfehlern geht der Faktor gegen null. Zur Bestimmung des maximalen Kraftschlusspotenzials ${}_{R}F^{ri}_{TK,i}$ wird $K_{NL}(s_{com,Fehler,i})$ mit einer vorgesteuerten Längskraft $F^{*,ri}_{x,i}$ multipliziert. Diese Längskraft $F^{*,ri}_{x,i}$ ist für jedes einzelne Rad abhängig von der Soll-Längsvortriebskraft F_x für das Gesamtfahrzeug. Dabei wird eine homogene Verteilung auf alle Einzelradantriebe angenommen [50]:

$$F^{*,ri}_{x,i} = \frac{1}{6} \cdot F_x,\ i \in [1,6] \tag{6.31}$$

In der Folge ergibt sich für jedes Rad das maximale Kraftschlusspotenzial ${}_{R}F^{ri}_{TK,i}$ [50]:

$${}_{R}F^{ri}_{TK,i} = K_{NL,i}(s_{com,Fehler,i}) \cdot F^{*,ri}_{x,i},\ i \in [1,6] \tag{6.32}$$

Die Einträge des Regelzielvektors $\mathbf{v}^{*,\mathbf{ri}}$ aus Gleichung 6.20 sind nun allesamt bestimmt. Diese Ziele können im Widerspruch zueinander stehen, wie zum Beispiel beim bereits beschriebenen Befahren eines μ_{low}-Szenarios (siehe Unterkapitel 6.1 bzw. Unterkapitel 5.3). Um die Soll-Längsvortriebskraft F_x des Fahrzeuges während des gesamten Szenarios umzusetzen, ist situationsabhängig eine unsymmetrische Drehmomentverteilung zwischen den einzelnen Stellgliedern notwendig. Wird simultan eine Gleichverteilung der Stellglieder fokussiert, entsteht ein erster Zielkonflikt. Nutzen alle Antriebskomponenten ihr Kraftschlusspotenzial bereits aus, entsteht ein zweiter Widerspruch. Dieser ist in Gleichung 6.33 dargestellt und wird nachfolgend genauer betrachtet [50].

$$F_x > \sum_{i=1}^{6} {}_{R}F^{ri}_{TK,i} \tag{6.33}$$

Durch die Summe aller maximalen Längskräfte an den Einzelantrieben allein kann die Soll-Längsvortriebskraft F_x in diesem Fall nicht erfüllt werden. Um zwischen den Zieleinträgen ${}_{R}F^{ri,*}_{TK,i}$ und F_x im Regelzielvektor $\mathbf{v}^{*,\mathbf{ri}}$ zu gewichten, sind die Matrixelemente in der $\mathbf{W}^{\mathbf{ri}}_{\mathbf{v}}$-Matrix aus Gleichung 6.26 entscheidend. Hierbei spielen die Einträge $W^{ri}_{v,TK,i}$,

welche die Kraftschlusspotenziale ${}_{\mathrm{R}}\mathrm{F}^{\mathrm{ri}}_{\mathrm{TK,\,i}}$ gewichten, eine entscheidende Rolle. Diese Einträge können wie folgt visualisiert werden [50]:

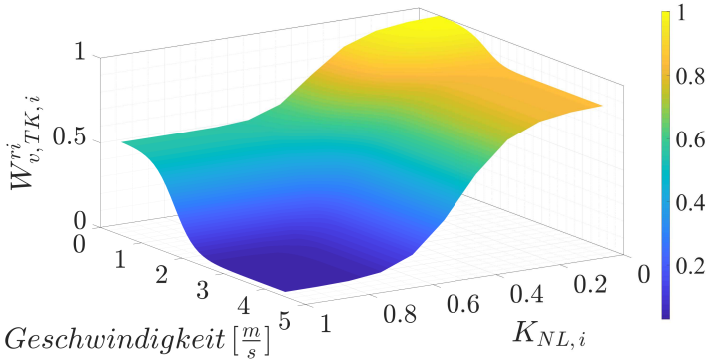

Abbildung 6.2 – Gewichtungsfaktor $\mathrm{W}^{\mathrm{ri}}_{\mathrm{v,\,TK,\,i}}$ – abhängig von Fahrzeuggeschwindigkeit und Faktor $\mathrm{K}_{\mathrm{NL,\,i}}$

Die Funktionen in Abbildung 6.2 entspringen einem empirischen Ansatz und beschreiben auf der z-Achse den Matrixeintrag $\mathrm{W}^{\mathrm{ri}}_{\mathrm{v,\,TK,\,i}}$. Das zugehörige Kraftschlusspotenzial ${}_{\mathrm{R}}\mathrm{F}^{\mathrm{ri}}_{\mathrm{TK,\,i}}$ wird dann maximal gewichtet, wenn $\mathrm{W}^{\mathrm{ri}}_{\mathrm{v,\,TK,\,i}}$ den Wert 1 annimmt. Die y-Achse stellt die Geschwindigkeit des geregelten Fahrzeuges dar. Bei niedrigen Geschwindigkeiten erhöht sich der Wert von $\mathrm{W}^{\mathrm{ri}}_{\mathrm{v,\,TK,\,i}}$, also auch die Gewichtung des Kraftschlussbeiwertes. Hintergrund ist, dass gerade während des Anfahrvorgangs des Fahrzeuges das Wirken der Traktionskontrollen der einzelnen Antriebsräder priorisiert wird, um ein Durchdrehen der Räder zu verhindern. Ab einer Geschwindigkeit von ca. 1,5 $\frac{m}{s}$ nimmt diese Priorisierung ab, da ab diesem Zeitpunkt hauptsächlich der Einfluss der Schlupfregelung die Gewichtung $\mathrm{W}^{\mathrm{ri}}_{\mathrm{v,\,TK,\,i}}$ gestalten soll. Diesbezüglich ist auf der x-Achse der in Abbildung 6.1 erläuterte Faktor $\mathrm{K}_{\mathrm{NL,\,i}}$ aufgetragen. Nimmt dieser Faktor einen niedrigen Wert an, ist der Regelfehler $\mathrm{s}_{\mathrm{com,\,Fehler,\,i}}$ groß. Entsprechend ist es sinnvoll, dass $\mathrm{W}^{\mathrm{ri}}_{\mathrm{v,\,TK,\,i}}$ steigt. Somit wird dafür gesorgt, dass das zugeordnete Kraftschlusspotenzial ${}_{\mathrm{R}}\mathrm{F}^{\mathrm{ri}}_{\mathrm{TK,\,i}}$ im Regelzielvektor $\mathbf{v}^{*,\mathbf{ri}}$ hoch gewichtet ist und der Regelfehler in der Folge minimiert wird.

Durch die Beschaffenheit dieser Funktion wird ermöglicht, dass die Traktionskontrolle bedarfsgerecht Einfluss auf die Verteilung der einzelnen Momenteinträge im Stellgrößenvektor $\mathbf{u}^{\mathbf{ri}}$ aus Gleichung 6.4 nimmt. Gegebenenfalls ist auch eine Ungleichverteilung der Antriebsdrehmomente an die Einzelradantriebe erzwingbar. Durch die fließenden Übergänge der Funktion werden schlagartige Momentsprünge selbst bei sich schnell ändernden Straßenverhältnissen und dynamischen Fahrzeugzuständen unterdrückt. Die Beschreibung von $\mathrm{W}^{\mathrm{ri}}_{\mathrm{v,\,TK,\,i}}$ dient als Beispiel für die Verwendung von Matrixeinträgen zur Gewichtung von Regelzielen. So werden unterschiedliche Informationen gewichtet, ein optimierter Kompromiss gefunden, um abschließend die zentrale Stellgliedverteilung durch den Optimierungsalgorithmus zu erzeugen. Die anderen Matrixeinträge verhalten sich nach ähnlichem Muster.

6.2.2 Achsindividuelle Ansteuerung mit Supervisory-Regelungsarchitektur

Im achsindividuell angetriebenen Fahrzeug wird das Kraftschlusspotenzial der einzelnen angetriebenen Achsen über die zugehörigen Regelungssysteme bestimmt und an den Regelzielvektor $\mathbf{v}^{*,\,\mathbf{ai}}$ der Betriebsstrategie übergeben. Die Umsetzung der Momentvorgaben im Stellgrößenvektor $\mathbf{u}^{*,\mathbf{ai}}$ erfolgt ebenfalls über diese Regelungssysteme, welche im Zuge der Supervisory-Regelungsarchitektur hierarchisch unter der Betriebsstrategie (siehe Abschnitt 6.1) stehen. Der Antrieb der konventionellen Achse ist von der der elektrischen Achse zu unterscheiden.

Konventionell angetriebene Achse Zur Traktionsoptimierung an der konventionellen Achse (erste Hinterachse) bedarf es des Wirkens der Automatischen Schlupfregelung, welche Teil der elektronischen Bremssteuerung ist. Mithilfe von ASR-Informationen gelingt es, das Kraftschlusspotenzial $\mathrm{F}^{\mathrm{ai}}_{\mathrm{TK,\,RA1}}$ der konventionellen Achse zu bestimmen. Verwendung findet hierbei das durch die EBS ausgegebene Signal $\mathrm{K}_{\mathrm{ASR2ENGINE}}$, dessen Ursprung in Abschnitt 5.5.2 erläutert ist und dessen Wirkungsweise hier kurz wiederholt wird. Das Signal kann den Wertebereich 0 bis 100 % annehmen. Es nimmt Werte größer null an, bevor das ASR beide Räder der konventionellen Achse bremsen müsste, um ein Durchdrehen beider Räder zu verhindern. Ist dies nicht der Fall, wird nur ein Rad oder gar kein Rad gebremst, dann ist der Wert null. Das Ziel von $\mathrm{K}_{\mathrm{ASR2ENGINE}}$ ist es, das an der mechanischen Achse ankommende Drehmoment prozentual um den Wert zu reduzieren, den das Signal annimmt. Die Abbildung 6.3 veranschaulicht, wie mithilfe dieses Signals das Kraftschlusspotenzial $\mathrm{F}^{\mathrm{ai}}_{\mathrm{TK,\,RA1}}$ der konventionellen Achse bestimmt wird und wie generell die Wechselwirkung der erläuterten Betriebsstrategie mit den Regelungssystemen der mechanischen Antriebsachse funktioniert.

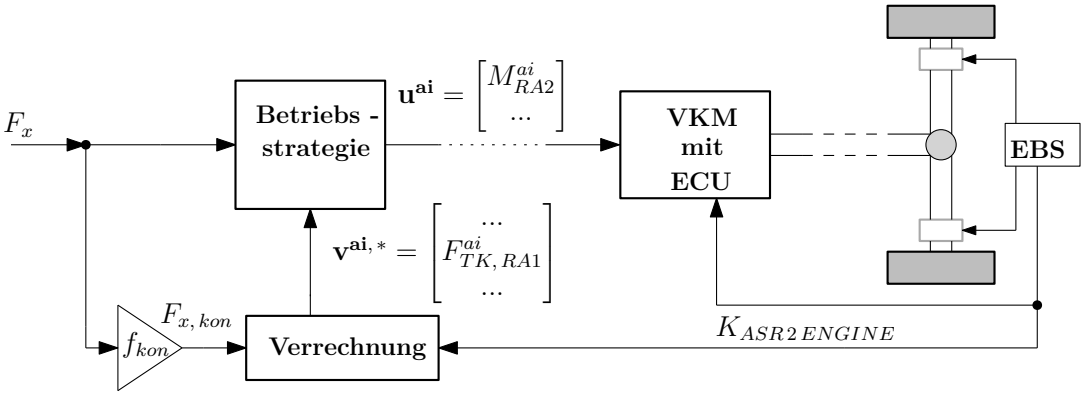

Abbildung 6.3 – Darstellung der Kraftschlusspotentialbestimmung an der konventionellen Achse sowie die Einbettung der Betriebsstrategie in das gesamte Regelungskonzept

Die Soll-Längsvortriebskraft $\mathrm{F_x}$, welche entweder durch eine Fahrvorgabe, den Fahrer

oder – in der Simulation – durch den Längsdynamikregler bestimmt ist, geht in die in Unterkapitel 6.1 erläuterte Betriebsstrategie als Regelziel ein. Zudem wird sie mit dem Faktor f_{kon} multipliziert und bildet $F_{x,\,kon}$. Dieser Faktor nimmt den Wert 0,6 an und ist somit an die in Gleichung 6.25 erzwungene Aufteilung der Stellgrößen zwischen den beiden angetriebenen Achsen in der Betriebsstrategie angelehnt.

$$F_{x,\,kon} = f_{kon} \cdot F_x \tag{6.34}$$

Anschließend wird $F_{x,\,kon}$ durch eine Verbindung mit dem Signal $K_{ASR2ENGINE}$ aus der elektronischen Bremssteuerung verrechnet. Das Ergebnis ist das Kraftschlusspotenzial $F^{ai}_{TK,\,RA1}$ der konventionell angetriebenen Achse, das in den Regelzielvektor $\mathbf{v}^{*,\,ai}$ eingeht:

$$F^{ai}_{TK,\,RA1} = F_{x,\,kon} \cdot \left(\frac{100 - K_{ASR2ENGINE}}{100}\right) \tag{6.35}$$

Die Soll-Längsvortriebskraft F_x und das Kraftschlusspotenzial $F^{ai}_{TK,\,RA1}$ werden in der Betriebsstrategie gewichtet. Das Kraftschlusspotenzial in der Betriebsstrategie ist immer dann beschränkend berücksichtigt, wenn $K_{ASR2ENGINE}$ einen Wert größer als null annimmt. Über den Stellgrößenvektor $\mathbf{u^{ai}}$ wird die Drehmomentanforderung M^{ai}_{RA1} – nach entsprechender Berücksichtigung der Getriebe- und Achsübersetzungen – dem Steuergerät (ECU) des Verbrennungsmotors (VKM) zugeteilt. Zwischen Verbrennungsmotor und EBS herrscht eine weitere Kontrollschleife durch das Signal $K_{ASR2ENGINE}$, welche bei Bedarf das Drehmoment des Verbrennungsmotors begrenzt. Diese Schleife wird in diesem seriennahen Ansteuerungskonzept aus der historisch entstandenen Regelungsstruktur übernommen.

Durch das System ist eine Regelungsstruktur entstanden, die die dezentralen Regelungssysteme der konventionellen Achse (ECU der VKM und EBS) miteinbezieht und deren Vorteile bezüglich einer Traktionsoptimierung nutzt. Mit wenigen Signalen kann das Kraftschlusspotenzial der Achse bestimmt werden. Da alle nötigen Signale auf dem Fahrzeug CAN-Bus zur Verfügung stehen, müssen keine Hardware-Anpassungen am Fahrzeug vorgenommen werden. Durch das System ist eine Regelungsstruktur entstanden, die die dezentralen Regelungssysteme der konventionellen Achse (ECU der VKM und EBS) miteinbezieht und deren Vorteile bezüglich einer Traktionsoptimierung nutzt.

Elektrisch angetriebene Achse Die zweite, elektrische Hinterachse besitzt zwei elektrische Antriebskomponenten, wodurch eine radindividuelle Verteilung des Drehmoments zwischen beiden Rädern möglich ist. Es wird angenommen, dass die Achse über ein eigenes Regelungssystem mit Automatischer Schlupfregelung verfügt, sodass die Aufteilung des Drehmoments zwischen den Rädern unabhängig von der übergeordneten Betriebsstrategie erfolgt. Ferner wird angenommen, dass das Regelungssystem als Eingangswert das umzusetzende Soll-Moment M^{ai}_{RA2} erhält und stetig Rückmeldung über die tatsächlich an der Achse umgesetzte Längsvortriebskraft $F_{\text{elektrische Achse}}$ gibt. In Abbildung 6.4

ist die Bestimmung des maximalen Kraftschlusspotenzials der elektrischen Achse visualisiert sowie die Wechselwirkung der in Unterkapitel 6.1 beschriebenen Betriebsstrategie mit der elektrischen Achse aufgezeigt.

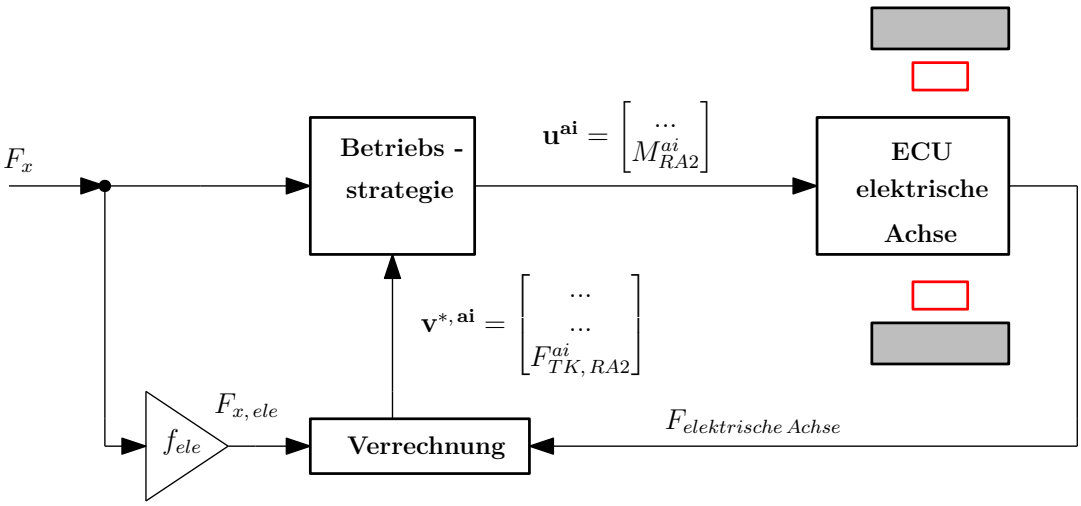

Abbildung 6.4 – Darstellung der Kraftschlusspotentialbestimmung an der elektrischen Achse sowie die Einbettung der Betriebsstrategie in das gesamte Regelungskonzept

Ähnlich wie bei der konventionellen Achse geht die im Längsdynamikregler definierte Soll-Längsvortriebskraft F_x in den Regelzielvektor $\mathbf{v^{*,\,ai}}$ ein und wird zusätzlich mit dem Faktor $f_{ele} = 0{,}4$, der an Gleichung 6.25 angelehnt ist, multipliziert. Das Ergebnis $F_{x,\,ele}$ wird in den Block ‚Verrechnung' übergeben.

$$F_{x,\,ele} = f_{ele} \cdot F_x \tag{6.36}$$

In den Block ‚Verrechnung' geht außerdem die tatsächlich umgesetzte Längsvortriebskraft $F_{elektrische\ Achse}$ der elektrischen Achse ein. Diese wird mit dem später erläuterten Korrekturfaktor K_{KOR}, der Werte größer 1 annimmt, multipliziert.

$$F_{KOR,\,ele} = F_{elektrische\ Achse} \cdot K_{KOR} \tag{6.37}$$

Aus den beiden resultierenden Kräften der Gleichungen 6.36 und 6.37 wird das Kraftschlusspotenzial $F^{ai}_{TK,\,RA2}$ bestimmt. Es ist das Minimum der beiden Werte:

$$F^{ai}_{TK,\,RA2} = min(F_{x,\,ele};\ F_{KOR,\,ele}) \tag{6.38}$$

Kann die elektrische Achse aufgrund der Untergrundbeschaffenheiten das geforderte Soll-Moment M^{ai}_{RA2} nicht umsetzen (Einwirken des ASR), so stellt die rückgegebene Längsvortriebskraft $F_{elektrische\ Achse}$ das maximale Kraftschlusspotenzial in dieser Fahrsituation dar. Dieses Kraftschlusspotenzial wird mit K_{KOR} multipliziert. Da K_{KOR} Werte größer

1 annimmt, ist sichergestellt, dass im nächsten Zeitschritt ein möglicherweise erhöhtes Kraftschlusspotenzial umsetzbar ist. Durch die Bestimmung von $F_{KOR,\,ele}$ in Gleichung 6.37 ist somit sichergestellt, dass sich das System nicht selbst beschränkt. Des Weiteren wird der elektrischen Achse durch K_{KOR} die Freiheit gelassen, eine ungleiche Drehmomentverteilung zu ermöglichen, da die Automatische Schlupfregelung der Achse weiterwirkt. Das heißt, die Achse wird bewusst übersteuert und setzt an den einzelnen Rädern unabhängig voneinander so viel Drehmoment wie möglich um. Ist $F_{x,\,ele}$ kleiner als die aktuell berechnete Kraft $F_{KOR,\,ele}$, dann wird $F_{x,\,ele}$ im nächsten Zeitschritt als Kraftschlusspotenzial $F^{ai}_{TK,\,RA2}$ definiert. Analog zur konventionell angetriebenen Achse nimmt das Kraftschlusspotenzial $F^{ai}_{TK,\,RA2}$ durch den Regelzielvektor $\mathbf{v}^{*,\,ai}$ den beschriebenen Einfluss auf die Betriebsstrategie, welche durch die Beschreibung des Stellgrößenvektors $\mathbf{u}^{ai}$ die Soll-Vorgabe M^{ai}_{RA2} für den Antrieb der elektrischen Achse setzt.

Zusammenfassend ist eine Systematik entstanden, die das vorhandene Regelungssystem der elektrischen Achse miteinbezieht und deren Vorteile bezüglich einer Traktionsoptimierung ausnutzt. Die Wechselwirkung mit der hierarchisch übergeordneten Betriebsstrategie ist auf wenige Signale begrenzt, was zu einem zuverlässigen System führt.

Insgesamt ist die Einbettung der Betriebsstrategie in die Supervisory-Regelungsarchitektur des Regelungskonzepts von Nutzfahrzeugen möglich. Zwar bietet diese Struktur nicht die gleichen Freiheiten wie der in Abschnitt 6.2.1 vorgestellte zentrale Ansatz, jedoch kann die Einbettung in seriennahe Fahrzeuge auf diesem Weg gewährleistet werden.

6.3 Rad-Seiten-Lenken mittels radindividueller Drehmomentverteilung

Eine wichtige Anforderung an Traktionsfahrzeuge ist das Erzielen eines geringen Wendekreises. Das Rad-Seiten-Lenken ist, wie in Abschnitt 2.2.3 beschrieben, eine Möglichkeit, den Wendekreis von Nutzfahrzeugen zu reduzieren. Die Umsetzung der Rad-Seiten-Lenkens im Zuge der in Unterkapitel 6.1 vorgestellten Betriebsstrategie wird in diesem Abschnitt erläutert.

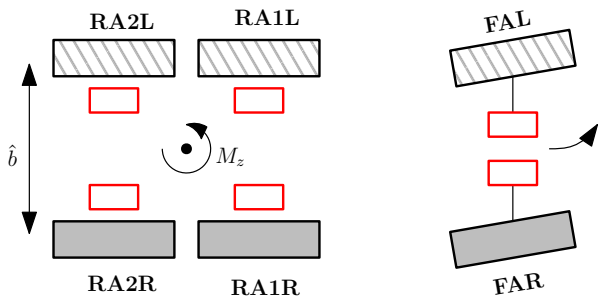

Abbildung 6.5 – Umsetzung des Rad-Seiten-Lenkens - Skizze

Die Abbildung 6.5 zeigt die Skizze eines Nutzfahrzeuges mit der Radformel 6 x 6. Der Lenkwinkel der Vorderräder ist nicht weiter steigerbar. Alle Räder werden radindividuell angesteuert. Gezielt sollen die kurvenäußeren Räder (ausgefüllt dargestellt) mehr Drehmoment umsetzen als die kurveninneren Räder (gestrichelt dargestellt), welche weniger Drehmoment aufbringen oder bremsend wirken. Es resultiert ein Drehmoment M_z um die Hochachse, welches zur Lenkbewegung des Fahrzeuges beiträgt.

Die in diesem Kapitel vorgestellte Betriebsstrategie für das radindividuelle Fahrzeugkonzept bietet durch den implementierten Optimierungsalgorithmus aus Gleichung 6.1 verschiedene Möglichkeiten, die dargestellte Drehmomentverteilung umzusetzen. Neben dem Verteilungsvektor $\mathbf{u}^{*,\,\mathbf{ri}}$ und der Gewichtungsmatrix $\mathbf{W}_{\mathbf{u}}^{\mathbf{ri}}$ sind diesbezüglich auch der Regelzielvektor $\mathbf{v}^{*,\,\mathbf{ri}}$ sowie die Gewichtungsmatrix $\mathbf{W}_{\mathbf{v}}^{\mathbf{ri}}$ mögliche Einflussmöglichkeiten. Zur hier beschriebenen Umsetzung wird das Regelziel M_z des Regelzielvektors $\mathbf{v}^{*,\,\mathbf{ri}}$ aus Gleichung 6.2 gewählt. Dies ermöglicht eine feste Vorgabe für das Soll-Giermoment, welches – sofern komplett umgesetzt – zu einer vorhersehbaren Drehmomentdifferenz zwischen den Rädern beider Fahrzeugseiten führt. Es gilt folgender Zusammenhang:

$$\begin{aligned} M_z = &(M_{FAR} + M_{RA1R} + M_{RA2R}) \cdot \frac{1}{r_{dyn}} \cdot \frac{\hat{b}}{2} - \ ... \\ &- \ (M_{FAL} + M_{RA1L} + M_{RA2L}) \cdot \frac{1}{r_{dyn}} \cdot \frac{\hat{b}}{2} \end{aligned} \tag{6.39}$$

Die halbe Spurweite des Fahrzeuges sei durch $\frac{\hat{b}}{2}$ ausgedrückt. Es handelt sich um den Mittelwert der Spurweiten aller Achsen, wobei die Spurweiten aller Achsen als äquidistant angenommen werden. Die Summe der Drehmomente für die linke und die rechte Seite ergeben multipliziert mit dem dynamischen Reifenradius r_{dyn} die Längsvortriebskraft auf den jeweiligen Fahrzeugseiten. Durch die Multiplikation dieser Längsvortriebskräfte mit der halben Spurweite entstehen zwei Drehmomente um die Hochachse. Deren Differenz ist das Giermoment M_z. Dieses Giermoment M_z wird gezielt angepasst, um eine zur Lenkbewegung zusätzliche Lenkwirkung am Fahrzeug zu erreichen.

Damit die Wirkung des Rad-Seiten-Lenkens nur dann zu Geltung kommt, wenn es fahrdynamisch keine Risiken birgt, wird M_z gezielt nur dann fokussiert, wenn das Fahrzeug niedrige Geschwindigkeiten aufweist und der Lenkwinkel sein Maximum erreicht.

7 Funktionsentwicklung

Dieses Kapitel betrachtet ausschließlich das Fahrzeugkonzept mit der Radformel 6 x 4 und einem hybriden, achsindividuell angetriebenen Antriebsstrang. Das Fahrzeug ist mit einer konventionell angetriebenen ersten und einer elektrisch angetriebenen zweiten Hinterachse versehen (siehe Kapitel 4). Der Aufbau dieses Fahrzeugkonzepts als Demonstrator ist im Zuge dieser Arbeit begleitet. Als Grundlage hierzu wird ein konventionelles Fahrzeug mit der Radformel 6 x 4 verwendet. Die zweite Hinterachse wird durch eine elektrisch angetriebene Achse ersetzt (siehe Abbildung 7.1). Um die beiden Achsen anzutreiben, findet die in Kapitel 6 beschriebene Regelungsstrategie Verwendung. Im Zuge des Aufbaus dieses hybriden Fahrzeuges ist es Aufgabe der Funktionsentwicklung die neuen Funktionen zur Regelung und Steuerung des Fahrzeuges mit den bereits vorhandenen Funktionen (serienmäßige, konventionelle Steuergeräte-Architektur) wechselwirken zu lassen.

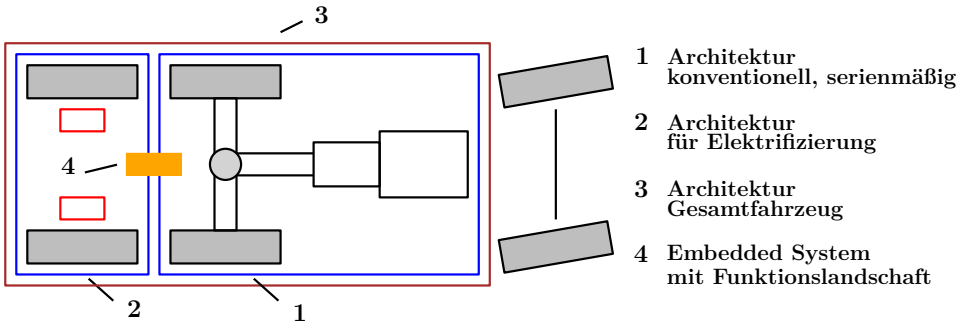

Abbildung 7.1 – Schema der Steuergeräte-Architektur des Demonstratorfahrzeugs

Ebenso ist eine Wechselwirkung dieser neuen Funktionen mit den Regelfunktionen von Zulieferteilen für die Elektrifizierung (bspw. elektrische Achse und Batterie) nötig (neue Steuergeräte-Architektur für Elektrifizierung). Das Kapitel beschreibt diese neuen Funktionen, welche unter dem Begriff ‚Funktionslandschaft' zusammengefasst sind. Auch auf die Schnittstellen dieser Funktionslandschaft mit den restlichen Funktionen des Fahrzeuges wird eingegangen. Die entwickelten Routinen werden auf entsprechende Hardware (embedded system) überspielt und in die Steuergerätearchitektur des Demonstratorfahrzeuges integriert. Diese Integration ist ebenfalls in diesem Kapitel erläutert. Abschließend zeigen die Ergebnisse die Funktionsweise der entwickelten Regelstrategie am realen Fahrzeug, wobei die in Kapitel 6 erläuterte variable Drehmomentverteilung zwischen

den beiden angetriebenen Achsen getestet wird. Eingeleitet wird das Kapitel mit einem Unterkapitel zum erweiterten V-Modell, welches in dieser Arbeit Verwendung findet.

7.1 Anwendung des V-Modells

Die Abbildung 7.2 zeigt ein um die entscheidenden Aufgabenstellungen der vorliegenden Arbeit erweitertes V-Modell. Im Unterpunkt *Definition der Anforderungen* werden die Anforderungen an moderne Traktionsfahrzeuge im Nutzfahrzeugbereich definiert (siehe hierzu Kapitel 4). Der *Systementwurf* beschäftigt sich im Kern mit zwei Gesamtfahrzeugkonzepten, die diesen Anforderungen mit Rücksicht auf die gegebenen Kapazitäten gerecht werden. Beim ersten Konzept handelt es sich um das akademische Forschungskonzept eines radindividuell angetriebenen 6 x 6-Nutzfahrzeuges. Beim zweiten Konzept handelt es sich um ein seriennahes, achsgeteilt angetriebenes hybrides Nutzfahrzeug mit der Radformel 6 x 4, dessen Aufbau im Zuge der Arbeit auch real in Form eines Demonstratorfahrzeuges durchgeführt wird.

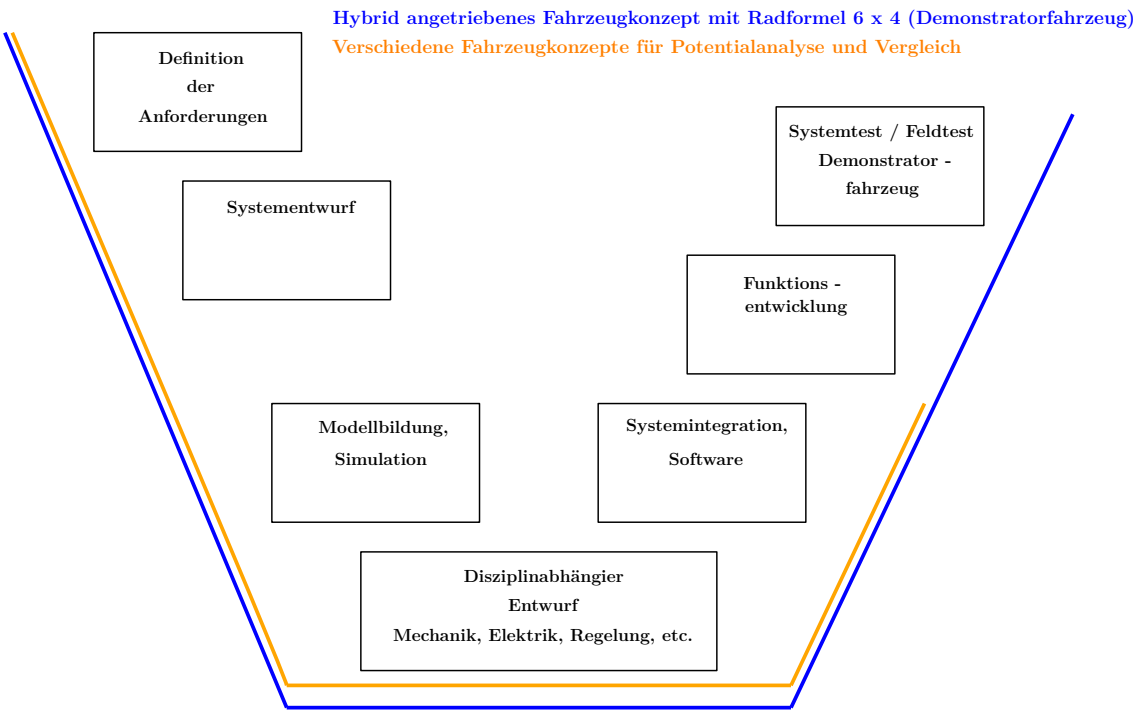

Abbildung 7.2 – Anwendung des erweiterten V-Modells an die Aufgaben dieser Arbeit

Die *Modellbildung* sowie die *Simulation* beschäftigen sich mit der virtuellen Abbildung der Fahrzeugkonzepte. Hierbei werden die unterschiedlichen Komponenten des Gesamtfahrzeuges unabhängig voneinander in unterschiedlichen *Disziplinen (Mechanik, Elektrik, Regelung usw.)* modelliert. Die Schnittstellen zwischen den Komponenten sind hierbei bereits definiert. Durch einen modularen Aufbau ist es möglich, dass verschiedenste

Fahrzeugkonzepte konfiguriert werden können (siehe Kapitel 5 und Kapitel 6). Es resultiert eine disziplinspezifische Modellierung der Komponenten, welche im Unterpunkt *Systemintegration, Software* zusammengeführt wird. Die einzelnen Modellkomponenten einschließlich der Regelungsstrategie sind hier zu einem gesamtheitlichen, lauffähigen System zusammengeführt. Somit können in der virtuellen Umgebung Potenzialanalysen und Vergleiche verschiedener Fahrzeugkonzepte durchgeführt werden (siehe Kapitel 8).Die nachfolgenden Arbeitsschritte *Funktionsentwicklung* und *Systemtest/Feldtest Demonstratorfahrzeug* beziehen sich ausschließlich auf das Fahrzeugkonzept mit hybridem, achsgeteiltem Antriebsstrang mit der Radformel 6 x 4. Hintergrund ist, dass dieses Fahrzeugkonzept auch als reales Demonstratorfahrzeug aufgebaut ist. Unter *Funktionsentwicklung* wird die Erweiterung der entwickelten Regelungsstrategien und Funktionen hin zur Integration in das reale mechatronische System (Demonstratorfahrzeug) verstanden (siehe Kapitel 7). Hierbei wird zusätzlich die Methodik des Rapid Control Prototyping (siehe Abschnitt 2.3.2) verwendet. Abschließend ermöglichen Systemtests am Demonstratorfahrzeug den Test und die Validierung einzelner Komponenten (siehe Unterkapitel 7.5).

7.2 Überblick über die Funktionslandschaft

Die gesamte Funktionslandschaft ist in Abbildung 7.3 skizziert und teilt sich in vier Submodelle auf. Das Submodell *Input/Output-Signale* ermöglicht den Datenaustausch zwischen der in dieser Arbeit entstandenen Funktionslandschaft und den restlichen im Fahrzeug befindlichen Funktionen. Es bildet somit die Abgrenzung der in dieser Arbeit entstandenen Funktionslandschaft gegenüber den restlichen Funktionen des Fahrzeugs. Der Datenaustausch findet sowohl über eine Bypass-Schnittstelle als auch über eine CAN-Bus-Verbindungen statt (siehe Unterkapitel 7.4).

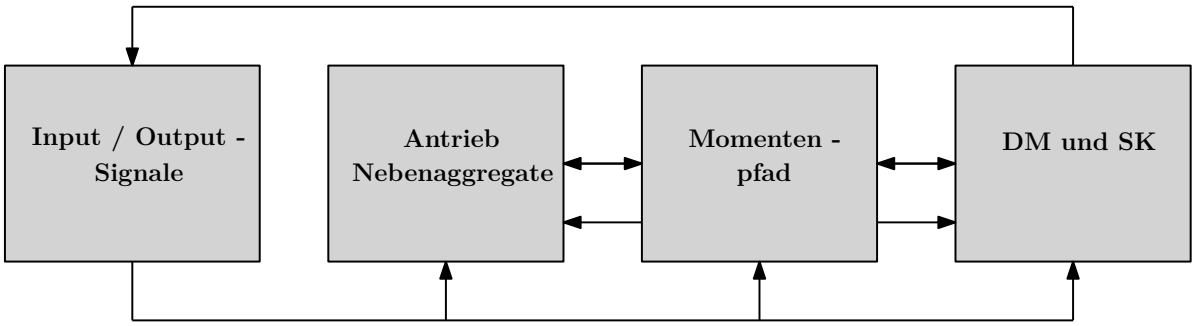

Abbildung 7.3 – Schema der gesamten Funktionslandschaft

Im Submodell *Antrieb Nebenaggregate* sind die Funktionen hinterlegt, welche die im Zuge der Elektrifizierung des Demonstratorfahrzeuges hinzugekommenen Nebenaggregate antreiben. Solche Nebenaggregate sind beispielsweise die Kühlung der Batteriepakete oder

das Batteriemanagement selbst. Der *Momentenpfad* ist ein umfangreiches Submodell, welches die Ansteuerung der konventionell angetriebenen Achse ermöglicht. In diesem Submodell wird jedoch nicht das Drehmoment bestimmt, welches die konventionell angetriebene Achse umsetzen soll. Vielmehr bietet das Submodell die Struktur, um das nötige Drehmomentsignal über den Zwischenschritt *Input/Output-Signale* an den PTM (Power Train Manager – siehe Abschnitt 2.2.4) und schließlich an das zugehörige Steuergerät zum Antrieb des Verbrennungsmotors zu übergeben (siehe auch Abbildung 7.6). Exemplarisch findet hier die Vorbereitung derjenigen Signale statt, die die elektrische Steuerung des Verbrennungsmotors zum Antreiben des Motors benötigt. Wie hoch das Drehmoment ist, welches durch die konventionelle Antriebsachse übertragen werden soll, wird im Submodell *Drehmomentmanagement (DM) und Sicherheitskontrolle (SK)* bestimmt und an das Submodell Momentenpfad übergeben. Das Antriebsmoment, welches die elektrische Achse umsetzt, wird direkt aus dem Submodell Drehmomentmanagement (DM) und Sicherheitskontrolle (SK) über den Zwischenschritt Input/Output-Signale an das Steuergerät der elektrischen Achse übergeben.

Die Abbildung 7.4 visualisiert das Submodell Drehmomentmanagement (DM) und Sicherheitskontrolle (SK). Das Drehmomentmanagement beinhaltet verschiedene Betriebsmodi, die regeln, wie die gewünschte Gesamtantriebskraft F_x des Fahrzeuges auf die beiden Achsen verteilt wird. Im Betriebsmodus ‚BM 4' ist die Verteilung nach der in Kapitel 6 beschriebenen Regelungsstrategie enthalten. Die einzelnen Betriebsmodi (BM) werden anhand der Signale für den Drehmomentverlauf beschrieben.

Im ‚BM 1' wird ausschließlich der konventionelle Antriebsstrang angetrieben. Die Längsvortriebskraft F_x des Gesamtfahrzeuges wird von der ersten, konventionell angetriebenen Hinterachse umgesetzt. Entsprechend beschreibt dieser Betriebsmodus die gesamte Längsvortriebskraft F_x, umgerechnet auf das Drehmoment an das Signal $M_{kon,\ BM\,1}$, während das Signal $M_{ele,\ BM\,1}$ (elektrisch angetrieben Achse) kein Drehmoment überträgt. Dieser Betriebsmodus kann verwendet werden, wenn keine elektrische Energie in der Batterie gespeichert ist oder wenn eine „abgesicherte, konventionelle" Fahrt vorgenommen werden soll – beispielsweise, um Fahrten zwischen verschiedenen Teststrecken durchzuführen.

Im ‚BM 2' wird ausschließlich elektrisch gefahren. Dies bedeutet, dass die gesamte gewünschte Längsvortriebskraft F_x über den elektrischen Antriebsstrang umgesetzt wird. Entsprechend wird die Vortriebskraft – umgerechnet auf ein Drehmoment – auf das Signal $M_{ele,\ BM\,2}$ verteilt, während $M_{kon,\ BM\,2}$ kein Drehmoment überträgt. Der Betriebsmodus beinhaltet Funktionen zur Saturierung, die dafür sorgen, dass die elektrische Achse nicht über ihr maximales Potenzial angefordert wird. Dieser Betriebsmodus ermöglicht Tests des reinen elektrischen Fahrens. Einen solchen Betriebsmodus einzubinden liegt nahe, wenn ein hybrides Fahrzeug aufgebaut wird. Das rein elektrische Fahren liegt jedoch nicht im Fokus dieses Kapitels.

Der dritte Betriebsmodus ‚BM 3' sorgt dafür, dass an den Drehmomentsignalen beider Achsen kein Drehmoment angefordert wird. Dieser Modus ist beispielsweise aktiviert, wenn die Batterien des Fahrzeuges geladen werden.

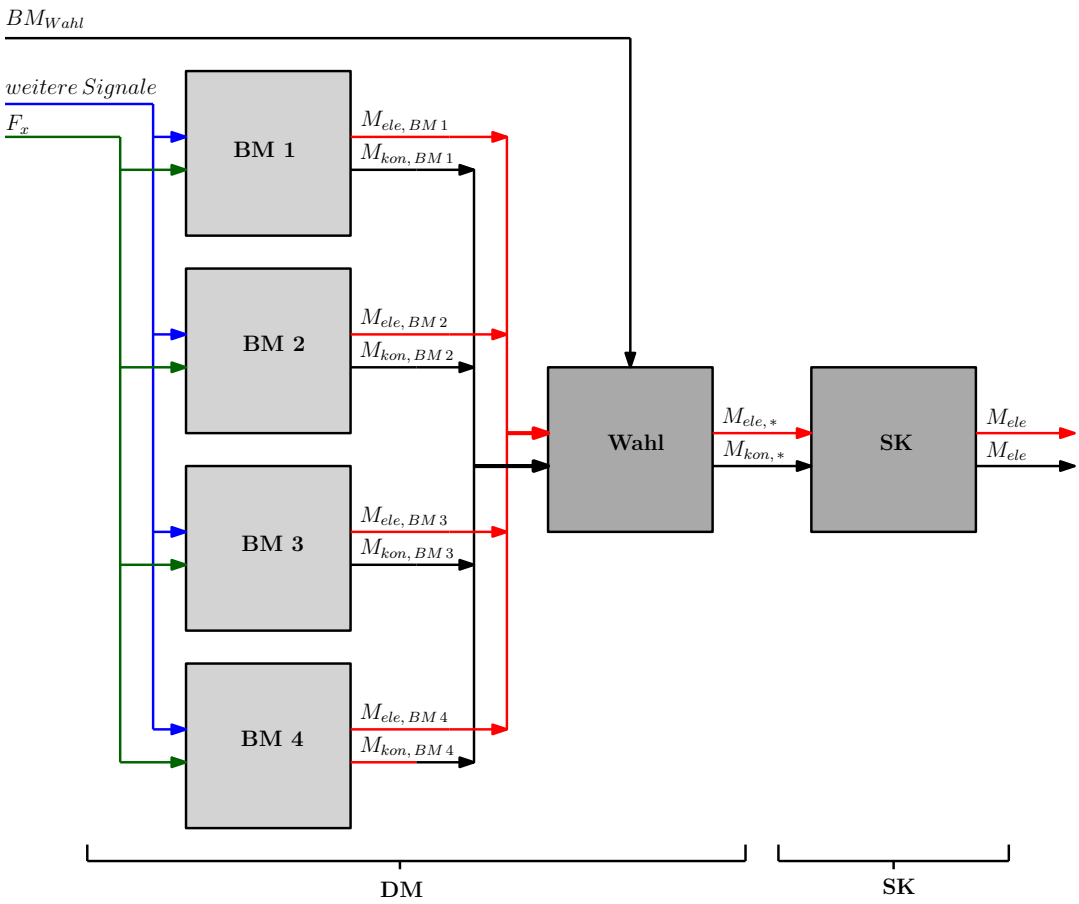

Abbildung 7.4 – Drehmomentmanagement und Sicherheitskontrolle

Der vierte und letzte Betriebsmodus ‚BM 4' beinhaltet wie bereits erwähnt die variable Drehmomentverteilung an beide Achsen, nach der in Kapitel 6 vorgestellten Betriebsstrategie. Nach den dort beschriebenen Algorithmen werden die Drehmomentsignale $M_{kon,\,BM\,4}$ und $M_{ele,\,BM\,4}$ beschrieben. Teil des Drehmomentmanagements ist das Submodell ‚Wahl', welches abhängig vom gewählten Betriebsmodus (BM_{Wahl}) die zugehörigen Drehmomentsignale weitergibt. Die Ausgangssignale dieses Blocks sind für die konventionelle Achse mit $M_{kon,\,*}$ und für die elektrische Achse mit $M_{ele,\,*}$ beschrieben. Diese Drehmomentsignale werden in die Sicherheitskontrolle (SK) überführt. Das Submodell hat die Aufgabe, das Fahrzeug in sicherheitsrelevanten Situationen in einen sicheren konventionellen Zustand zurückzuführen. Dies bedeutet, dass ein etwaiges an der elektrischen Achse anliegendes Drehmoment $M_{ele,\,*}$ in sicherheitsrelevanten Situationen genullt wird und die Achse in der Folge drehmomentlos mit dem Fahrzeug mitrollt. Dies kommt in der Praxis in einer Reihe von Situationen vor. Ausgewählte Fälle sind nachfolgend aufgeführt:

- SK detektiert den Eingriff der elektronischen Stabilitätskontrolle

- SK detektiert den Eingriff des Automatischen Blockierverhinderers
- SK detektiert einen ruckartigen Lenkwinkelverlauf
- SK detektiert, dass der maximale Lade-/Entladestrom der Batterien erreicht ist

Weitere Sicherheitseingriffe können bei Bedarf aktiviert werden. So kann die maximale Geschwindigkeit, bei der ein Antrieb oder ein Bremsen durch die elektrische Achse ermöglicht wird, begrenzt werden. Abschließend verlassen die beiden Signale M_{ele} und M_{kon} die Sicherheitskontrolle. Das Soll-Antriebsmoment für die konventionelle Achse wird hierbei schlicht durchgegeben. Es gilt $M_{kon} = M_{kon,*}$.

Die Funktionslandschaft ist in Matlab/Simulink programmiert und wird codiert auf das embedded system übertragen. Also embedded system ist die "MicroAutobox II"der Firma dSPACE GmbH verwendet.

7.3 Validierung der Funktionslandschaft

Die Validierung der Funktionslandschaft erfolgt über zwei Methoden. Um die fahrdynamischen Eigenschaften der Funktionslandschaft zu validieren, ist diese mit dem Modell für das hybrid angetriebene Fahrzeug mit Radformel 6x4 nach Kapitel 5 gekoppelt. Hierbei befinden sich die Funktionslandschaft und das Fahrzeugmodell auf einem Arbeitsrechner. Die Modelle für Verbrennungsmotor und elektrische Maschine sind ausgeklammert. Dieses Vorgehen ähnelt der in Unterkapitel 2.3.2 beschriebenen Simulation *Software in the Loop*. Zum einen wird in dieser Validierungsumgebung die Betriebsstrategie zur variablen Drehmomentverteilung getestet und verbessert. Hierbei stellt die Untersuchung der Wechselwirkung der Funktionslandschaft mit der Automatischen Schlupfregelung einen wichtigen Punkt dar. Zum anderen wird die Sicherheitskontrolle, welche für den Betrieb des Demonstratorfahrzeuges implementiert ist, validiert. Hierbei ist vor allem das Verhalten beim Eingriff der Fahrdynamikregelsysteme ESC, ASR oder ABV interessant. Diese Validierungsmethode zielt auf die lateral- und vertikaldynamischen Einflüsse des Fahrzeuges.

Durch die zweite Validierungsmethode wird die Validierung des Signalflusses zwischen der Funktionslandschaft und den restlichen Funktionen auf den verschiedenen Steuergeräten des Demonstratorfahrzeuges ermöglicht. Hierbei wird das sogenannte virtuelle Steuergerät verwendet (siehe Abbildung 7.5). Dabei handelt es sich um eine mit der Software *Matlab/Simulink* aufgebaute s-function, welche diejenigen Funktionen des Steuergerätes abbildet, die den Vortrieb des Fahrzeuges koordinieren. Ebenso ist in dieser s-function die Schnittstelle zu der im Projekt entwickelten Funktionslandschaft eingebunden. Die Kopplung der Funktionslandschaft mit dem virtuellen Steuergerät ist durch eine Bypass-Schnittstelle umgesetzt. Sie ermöglicht den nötigen Signalfluss zwischen der Funktionslandschaft und dem virtuellen Steuergerät in beiden Richtungen (Closed-Loop-Kopplung). Diese Bypass-Schnittstelle ist der realen Schnittstelle zwischen der Hardware

(embedded system), auf welchem die Funktionslandschaft überspielt ist, und den Steuergeräten des Demonstratorfahrzeuges nachempfunden.

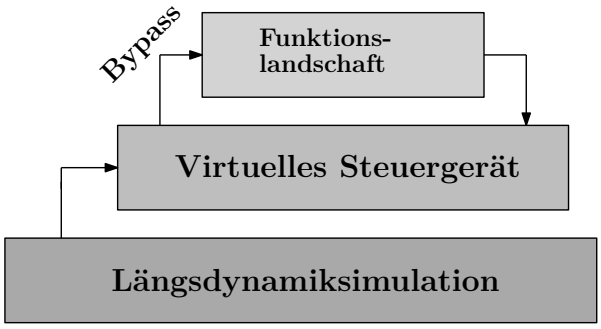

Abbildung 7.5 – Validierung mit virtuellem Steuergerät

Zusätzlich zur virtuellen Abbildung der Funktionslandschaft und des Steuergeräts einschließlich der Bypass-Kopplung wird abschließend noch das Demonstratorfahrzeug virtuell dargestellt. So ist die Versorgung des virtuellen Steuergeräts mit den erforderlichen Fahrzeugdaten möglich. Verwendet wird hierzu die Verbrauchssimulationssoftware FASIMAN [3] der MAN Truck and Bus. Dieses Werkzeug simuliert die Längsdynamik des Demonstratorfahrzeuges in realitätsnahen Fahrzyklen. Das virtuelle Steuergerät ist in einer Open-Loop-Kopplung mit diesem Werkzeug verbunden. Zusammenfassend ermöglicht diese Validierungsmethode den Signalfluss zwischen der Funktionslandschaft und Teilen der restlichen Funktionen des Demonstratorfahrzeuges, bezogen auf Einflüsse aus der Längsdynamik, virtuell zu testen.

7.4 Integration der Funktionslandschaft in die Steuergerätearchitektur des Gesamtfahrzeuges

Dieses Unterkapitel beschreibt die Einbindung der validierten Funktionslandschaft in die gesamte Steuergerätearchitektur des Demonstratorfahrzeuges (siehe Abbildung 7.6). Die Funktionslandschaft ist hierbei codiert auf Hardware überspielt. Als Hardware wird eine MicroAutobox II der Firma dSAPCE GmbH verwendet. Die Einbindung der Funktionslandschaft teilt sich in zwei große Teile.

Der erste Teil stellt die Wechselwirkung der Funktionslandschaft mit dem serienmäßig vorhandenen konventionellen Teil der Steuergeräte-Architektur des Demonstratorfahrzeuges dar. Dieser Teil des Steuergerätes entspricht der in Abbildung 2.11 beschriebenen Architektur. Über diesen konventionellen Teil der Steuergeräte-Architektur findet der Antrieb der ersten, mechanisch angetriebenen Hinterachse statt. Der für den Antrieb der konventionellen Hinterachse entscheidende Teil ist schematisch in Abbildung 7.6 dargestellt (*Antriebsstrang CAN*). Der Kern der Antriebskoordination ist der Power

Train Manager (PTM). Signale aus den mit dem PTM verbundenen Steuergeräten werden verarbeitet und priorisiert, Soll-Signale werden an nachgeordnete Regeleinheiten übertragen. Beispielsweise übergibt der PTM das Soll-Moment für den Verbrennungsmotor (VKM) an dessen Steuergerät (EDC) über den Antriebsstrang CAN. In der elektronischen Bremssteuerung (EBS) sind verschiedene Fahrdynamikregelsysteme wie der Automatische Blockierverhinderer (ABV), die elektronische Stabilitätskontrolle (ESC) oder die für die Traktion wichtige Automatische Schlupfregelung (ASR) eingebettet. Die EBS führt Bremseingriffe an einzelnen Rädern durch. Zusätzlich werden über den Antriebsstrang CAN Signale an den PTM gegeben. Der PTM wiederum überträgt Signale sowie nötige Informationen an die EBS. Über den bereits beschriebenen Bypass ist das embedded system über eine Ethernet-Verbindung mit dem PTM verbunden. Auf dem embedded system ist die gesamte Funktionslandschaft aufgespielt. Diese Schnittstelle ermöglicht einen Datenaustausch in beide Richtungen.

Der zweite Teil betrifft die Steuergeräte-Architektur, die im Zuge der Elektrifizierung des Demonstratorfahrzeuges (v. a. Einbindung der elektrisch angetriebenen zweiten Antriebsachse) eingeführt wird.

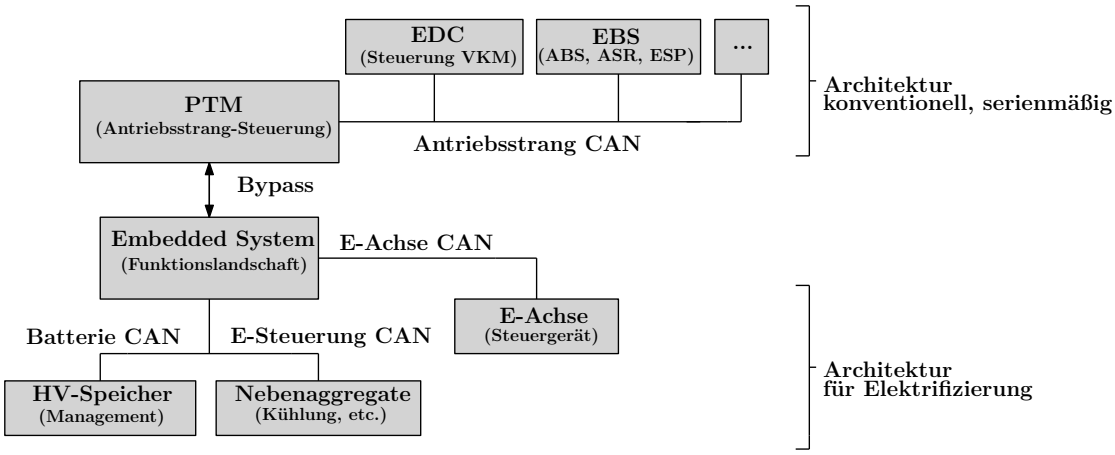

Abbildung 7.6 – Steuergerätearchitektur des Demonstratorfahrzeuges

Das embedded system ist über den *E-Achsen-CAN* mit dem Steuergerät der E-Achse verbunden. Die Übergabe des Soll-Drehmoments an die elektrische Achse findet unter anderem über diese Kopplung statt. Das embedded system steuert Nebenaggregate an, wie das Kühlmodul für die Batterien sowie die Kühlung der Achsmotoren und Inverter über den *E-Steuerung-CAN*. Der *Batterie-CAN* dient als Brücke zum Battery Management System.

7.5 Ergebnisse

7.5.1 Echtzeitverhalten der Regelungsstrategie zur Drehmomentverteilung

Ein Ziel der Funktionslandschaft ist es, in ausreichender Geschwindigkeit auf das mechatronische System (Demonstratorfahrzeug) Einfluss zu nehmen, damit auf Änderungen der Fahraufgabe in Realzeit reagiert werden kann. Um dies zu gewährleisten, ist die Echtzeitfähigkeit der Funktionslandschaft eine wichtige Voraussetzung. Was Echtzeitfähigkeit im Kontext dieser Arbeit bedeutet, ist anhand der Abbildung 7.7 beschrieben. An der x-Achse ist mit t_R (t_0 bis t_i) ein fester Echtzeitzyklus aufgetragen, unter dem auf Umgebungsveränderungen am realen mechatronischen System ausreichend schnell reagiert werden kann. Echtzeitfähigkeit ist erreicht, wenn in einem Zeitschritt t_i dieses Zyklus' die Auswertung der kompletten Funktionslandschaft möglich ist. In Offline-Simulationen kann die Auswertung der Funktionslandschaft zu einem Zeitpunkt t_i länger als der Zeitschritt $\delta t = t_{i+1} - t_i$ selbst dauern, sofern kein Echtzeitverhalten umgesetzt ist. Diese tatsächliche Berechnungsdauer wird τ_i genannt. Dies bedeutet zum Beispiel, dass für einen simulierten Prozess, der 5 Minuten Realzeit abbilden soll, mehr Rechenzeit als diese 5 Minuten nötig sind. Die Simulation ist also nicht echtzeitfähig. Um Simulationsergebnisse oder andere Systemsimulationen durchzuführen, ist diese Echtzeitfähigkeit oft nicht notwendig und wird daher hier auch oft nicht fokussiert. Echtzeit ist dann erreicht,

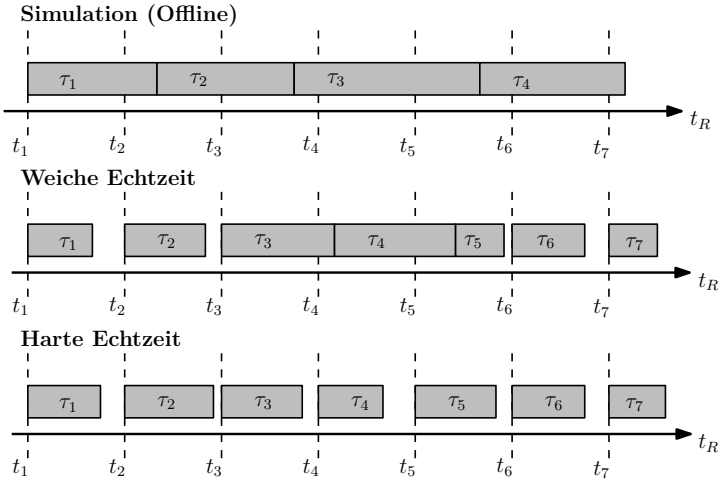

Abbildung 7.7 – Darstellung von weicher und harter Echtzeit

wenn die Simulation eines gewünschten Prozesses innerhalb derjenigen Zeit beendet ist, die der reale Prozess dauern würde. Im Beispielfall bedeutet dies, dass der angesprochene Prozess, der 5 Minuten reales Verhalten abbilden soll, auch innerhalb dieser 5 Minuten berechnet wird. Gibt es Zeitschritte, in denen der vorgegebene Zyklus nicht eingehalten wird, also die Berechnungszeit τ_i über der darzustellenden Zeit t_i liegt, wird von wei-

cher Echtzeit gesprochen. Ist die Berechnungszeit τ_i jedes einzelnen Zeitschritts niedriger als die vorgegebene Zeitschrittlänge t_{i+1} - t_i des Zyklus, handelt es sich um eine harte Echtzeitfähigkeit. Diese harte Echtzeitfähigkeit muss die Funktionslandschaft im Betrieb auf dem embedded system erreichen, um in wirklich jeder Situation in Echtzeit auf die Gegebenheiten in der Umgebung des Fahrzeuges reagieren zu können. Hierzu werden die einzeln berechneten Signale der Funktionslandschaft in einem ausreichend schnellen vorgegebenen Zyklus an die nachgelagerten Systeme (Steuergeräte, Aktuatoren) übergeben. In Abbildung 7.7 entspräche dieser Zyklus der Zeit t_R mit den Zeitschritten t_i. Dies bedeutet, dass nach jedem Zeitschritt t_i die Berechnung der Funktionslandschaft (mit neuen Eingangssignalen) erneut angestoßen wird. Gleichzeitig werden am Ende jedes Zeitschritts t_i die Ergebnisse der Berechnung an die nachgelagerten Systeme übergeben. So wird klar, weshalb es notwendig ist, dass die Berechnungszeit τ_i der Funktionslandschaft den Zeitraum t_{i+1} - t_i nicht überschreiten darf.

Generell ist die Funktionslandschaft mit üblichen Programmiertechniken nach dem Stand der Technik gefertigt, sodass für diese Funktionen des Demonstratorfahrzeuges Echtzeitfähigkeit zu erwarten ist. Jedoch ist die Regelungsstrategie zur Drehmomentverteilung nach Kapitel 6 auf Echtzeitfähigkeit zu prüfen, da der hier enthaltene komplexe Optimierungsalgorithmus eine hohe Berechnungszeit aufweisen kann. Entsprechend wurde der Teil der Funktionslandschaft, in den die Betriebsstrategie eingebunden ist, auf Echtzeitfähigkeit geprüft. Zur Verbesserung der Rechenzeit wird zur Lösung der Funktionslandschaft das explizite Euler-Verfahren ([19]) angewandt, also ein einfaches, numerisches Lösungsverfahren. Dieses Verfahren hat Vorteile gegenüber Verfahren mit Schrittweitensteuerung. Die sind zwar genauer, aber die Dauer einer Berechnung ist nicht kalkulierbar. Als Zykluszeit wird eine Millisekunde vorgegeben. Es wird somit in jeder Millisekunde eine erneute Auswertung der Funktionslandschaft angestoßen. Die Optimierung ist auf maximal zehn Iterationsschritte beschränkt. Sollten in einzelnen Rechenschritten mehr als zehn Iterationsschritte benötigt werden, um die Optimierung durchzuführen, wird dasjenige Ergebnis verwendet, das nach zehn Iterationsschritte bzw. nach einer Millisekunde vorliegt. Die Beschränkung verfolgt einen empirischen Ansatz. In verschiedensten Tests zeigte sich, dass die Optimierung nicht mehr als sechs Iterationsschritte zur Ergebnisfindung benötigt. Zum Test der Betriebsstrategie zur Drehmomentverteilung ist der entsprechend zugehörige Teil der Funktionslandschaft auf das im Demonstratorfahrzeug verwendete embedded system (MicroAutobox II von dSPACE) überspielt (siehe Abbildung 7.8) [28]. In diesem Zug ist die MicroAutobox II bildlich in zwei Teile unterteilt: den sogenannten Sendepfad und den Empfangspfad. Im Sendepfad sind Stimulationssignale (Workspace) hinterlegt, welche mit einer Systemsimulation des Demonstratorfahrzeuges für ein ausgewähltes Szenario (μ_{Split}) erzeugt worden sind. Hierzu ist die in dieser Arbeit beschriebene Methodik verwendet worden. Bei den Stimulationssignalen handelt es sich um die Eingangssignale der Betriebsstrategie in der Simulation. Im Empfangspfad ist der zu testende Teil der Funktionslandschaft (Betriebsstrategie) implementiert. Über ein CAN-Schnittstellenkabel sind die Stimulationssignale mit der Funktionslandschaft verbunden. Dem Versuchsaufbau kommt hierbei

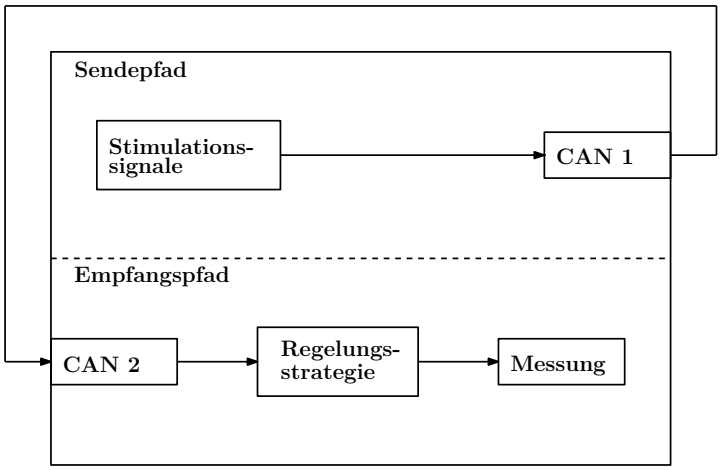

Abbildung 7.8 – Echtzeit-Testumgebung (MicroAuotbox II) nach [51]

zugute, dass die MicroAutobox II über mehrere CAN-Controller verfügt. Am Ende der Betriebsstrategie werden die beiden Ausgangssignale für das Drehmoment (M_{ele}, M_{kon}) für die beiden angetriebenen Achsen gemessen. Läuft das embedded system, werden die Stimulationssignale an die implementierte Regelungsstrategie übergeben, welche die Ausgangssignale (M_{ele}, M_{kon}) berechnet. Diese Signale werden mit den Ausgangssignalen der Betriebsstrategie aus der Systemsimulation verglichen. Da die Signale aus Simulation und embedded system übereinstimmen, ist die Funktionsweise der Regelungsstrategie auf dem embedded system nachgewiesen. Folglich wird nun das Echtzeitverhalten der Regelungsstrategie auf dem embedded system untersucht [28]. Diese Untersuchung erfolgt über die Software *ControlDesk*, mit der auf das embedded system zugegriffen wird. Gemessen wird die sogenannte Turnaround Time. Die Turnaround Time zeigt, wie lange

Zykluszeit	max. Turnaround Time	avg. Turnaround Time
1 ms	0,032 ms	0,019 ms

Tabelle 7.1 – Ergebnis der Ermittlung des Echtzeitverhaltens nach [28]

die MicroAutobox II durchschnittlich benötigt, um einen Rechenschritt für die auf ihr implementierte Funktionslandschaft (Regelungsstrategie) durchzuführen (Turnaround-Time (avg)). Diese Zeit beträgt 0,019 ms. Auch wird die Dauer des Zeitschritts ausgegeben, für den am meisten Zeit benötigt wird (Turnaround-Time (max)). Sie liegt bei 0,032 ms. Die vorgegebene Zykluszeit von einer Millisekunde wird also klar eingehalten, wodurch eine harte Echtzeitfähigkeit erreicht ist. Da im realen Betrieb von Nutzfahrzeugen meist nicht mit einer Zykluszeit kleiner zehn Millisekunden gerechnet wird, ist die harte Echtzeitfähigkeit also klar erfüllt.

7.5.2 Verifikation der Funktionslandschaft am Demonstratorfahrzeug

Der Test der Funktionslandschaft findet am Demonstratorfahrzeug statt. Jedoch eröffnete sich während der Projektbearbeitung nur der Test am konventionellen Antriebsstrang (siehe Abbildung 7.9 - Kasten). Das Fahrzeug befindet sich hierbei im Neutralgang, sodass der Verbrennungsmotor im Leerlauf angetrieben wird und das Fahrzeug sich nicht bewegt. Die Soll-Antriebsmomente für die elektrische Achse werden nicht an die elektrische Achse weitergegeben.

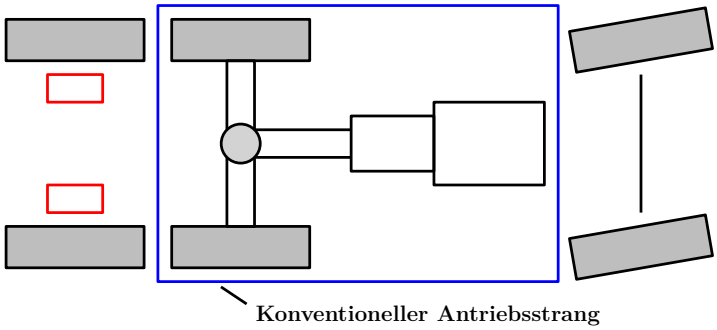

Abbildung 7.9 – Test der Funktionslandschaft am konventionellen Antriebsstrang

Primär läuft die Funktionslandschaft im Betriebsmodus 1. Das Fahrzeug soll also rein konventionell betrieben werden (siehe Abbildung 7.10). Die Soll-Längsvortriebskraft für das Gesamtfahrzeug (bestimmt durch die Betätigung des Gaspedals durch den Fahrer) soll allein durch die konventionelle Achse umgesetzt werden. Es wurden eine Reihe von Test durchgeführt, wobei einer dieser Tests hier exemplarisch dargestellt ist. Im oberen Diagramm von Abbildung 7.10 wird die Gaspedalstellung (AC_{pos}) im realen Fahrzeug dargestellt, welche anfangs auf 10 % festgelegt ist. Anschließend wird sie auf 0 % reduziert, um abschließend 16 % zu erreichen [42]. Im unteren Diagramm ist das durch die Funktionslandschaft berechnete Drehmoment (M_{CE}) dargestellt, welche das Steuergerät des Verbrennungsmotors ermittelt. In der Folge wird der Verbrennungsmotor betrieben. Hierbei wird bei einer Gaspedalstellung von 10 % (AC_{pos}) ein Drehmoment von 82 Nm (M_{CE}) definiert, während bei 16 % Gaspedalstellung ein Drehmoment von 166 Nm definiert wird. Anschließend ist in Abbildung 7.11 die Wirkweise der Funktionslandschaft im Betriebsmodus 4 dargestellt. In diesem Betriebsmodus ist die variable Drehmomentverteilung nach Kapitel 6 hinterlegt.

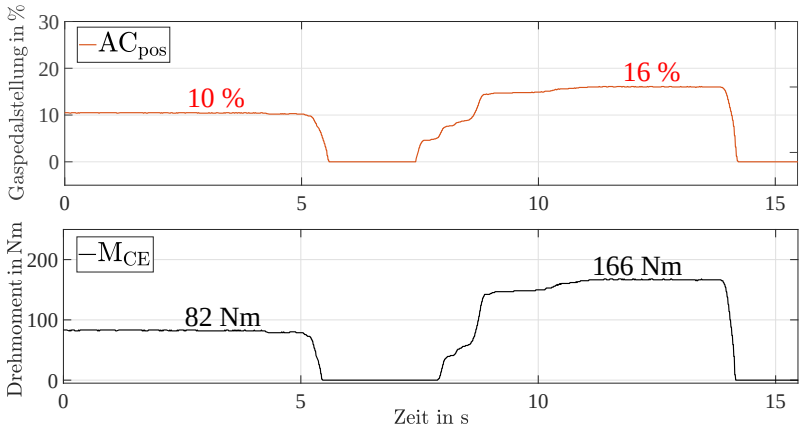

Abbildung 7.10 – Test der Funktionslandschaft – Betriebsmodus 1: konventionelles Fahren nach [42]

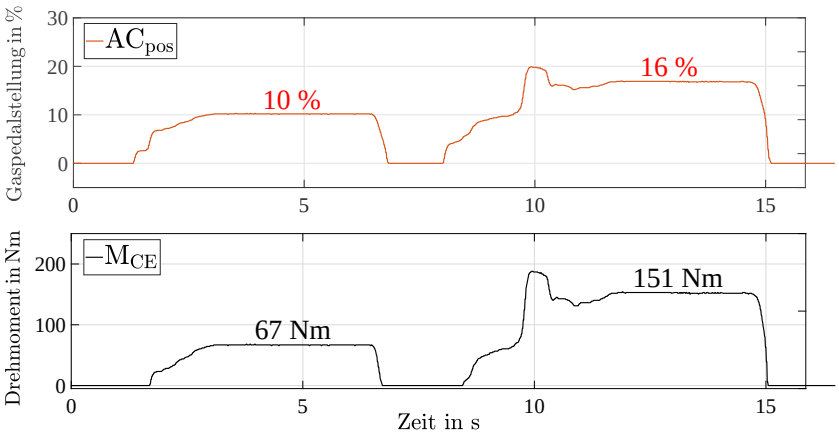

Abbildung 7.11 – Test der Funktionslandschaft – Betriebsmodus 4: variable Drehmomentverteilung nach [42]

Dies bedeutet, dass die Soll-Längsvortriebskraft des Gesamtfahrzeuges durch beide Achsen erreicht werden soll. Erneut wird die Gaspedalstellung (AC_{pos}) anfangs auf 10 % und abschließend auf 16 % eingestellt (oberes Diagramm). Die zugehörigen Drehmomentwerte (M_{CE}), die an das Steuergerät des Verbrennungsmotors gehen, sind im unteren Diagramm dargestellt. Sie nehmen die Werte 67 Nm und 151 Nm an. Es zeigt sich, dass die variable Drehmomentverteilung (Betriebsmodus 4) beispielsweise bei 16 % Gaspedalstellung weniger Drehmoment an das Steuergerät des Verbrennungsmotors übergibt als beim konventionellen Fahren (Betriebsmodus 1). Dies bestätigt die Funktionsweise der Drehmomentverteilung im Betriebsmodus 4. Für die Gaspedalstellung von 16 % wird bei beiden Betriebsmodi die gleiche Gesamtlängsvortriebskraft für das Gesamtfahrzeug angefordert. Die Differenz zwischen dem Drehmoment, das im Betriebsmodus 1 dem

Verbrennungsmotor zugeteilt wird (166 Nm) und dem Drehmoment, das im Betriebsmodus 4 dem Verbrennungsmotor zugeteilt wird (151 Nm), würde im Betriebsmodus 4 an die elektrische Achse übergeben werden. Dies findet jedoch im Neutralgang nicht statt, da sich das Fahrzeug in diesem Zustand nicht bewegen soll. Dass die in Gleichung 6.25 erläuterte Verteilung des Antriebsmoments von 60:40 zwischen der ersten und zweiten Hinterachse nicht eingehalten wird, liegt daran, dass die elektrische Achse nicht angetrieben wird und somit auch keine Rückmeldung über ihr tatsächlich umgesetztes Drehmoment an die Betriebsstrategie gibt. Dadurch ist die Betriebsstrategie in ihrer Funktion eingeschränkt.

8 Ergebnisse

Die in diesem Kapitel gezeigten Ergebnisse entstammen der in dieser Arbeit entwickelten Simulationsmethodik (siehe Abbildung 5.1). Sie betreffen die Konzepte für ein radindividuell angetriebenes Fahrzeug mit der Radformel 6 x 6 und ein hybrides, achsgeteilt angetriebenes Fahrzeug mit der Radformel 6 x 4 mit angehängtem Trailer (siehe Kapitel 4 sowie die Tabellen 5.1 und 5.2). Beide Fahrzeugkonzepte werden mit den zugehörigen konventionellen Referenzfahrzeugen mit der jeweils gleichen Radformel verglichen (siehe Unterkapitel 5.1). Aus den Ergebnissen wird zum einen das Traktionspotenzial der simulierten Antriebsstränge klar. Des Weiteren kann abgeleitet werden, ob mit aktuell verfügbaren radindividuell antreibbaren Antriebskomponenten solche neuen Antriebsstrang-Konzepte umgesetzt werden können. Außerdem zeigt der Vergleich mit konventionellen Referenzfahrzeugen, inwieweit die radindividuellen und hybriden Antriebskonzepte Vorteile gegenüber konventionellen Fahrzeugkonzepten ermöglichen. Dieser Vergleich wird vor allem an drei Kernzielen festgemacht:

- Traktionspotenzial bei den unterschiedlichen Fahrzeugkonzepten
- Manövrierfähigkeit bei den unterschiedlichen Fahrzeugkonzepten
- Automatisierungsgrad des Antriebsstrangs

Bei konventionellen Antriebssträngen muss – besonders in Kurvenfahrten mit hoher Steigung – immer eine Gewichtung zwischen hohem Traktionspotenzial und guter Manövrierfähigkeit vorgenommen werden. Sind die Differentiale (v. a. die Querdifferentiale) des mechanischen Antriebsstrangs geöffnet, sind das Traktionspotenzial und somit die Steigfähigkeit verhältnismäßig gering, jedoch ist die Manövrierfähigkeit gut (Drehzahlausgleich zwischen den Rädern des Antriebsstrangs). Bei gesperrten Differentialen ist das Traktionspotenzial höher, jedoch nimmt die Manövrierfähigkeit ab (kein Drehzahlausgleich zwischen den Rädern des Antriebsstrangs) (siehe Unterabschnitt 3.2.1.2). Das Öffnen und Schließen der Differentialsperren findet in der Regel durch den Fahrer, also nicht automatisiert statt. Neue Antriebsstränge haben das Potenzial die drei Kernziele zu vereinen und somit automatisiert in steigungsbehafteten Kurvenfahrten ein hohes Traktionspotenzial und gute Manövrierfähigkeit zu ermöglichen. Entsprechend wird für einen Teil der dargestellten Ergebnisse das Szenario 2 aus Tabelle 5.3 (Kurvenfahrt mit stetig steigender Längssteigung) herangezogen, da dabei die Erfüllung aller Kernziele beurteilt werden kann. Abschließend wird auf das Potenzial des Rad-Seiten-Lenkens in der Kreisfahrt eingegangen. Hierbei wird das Konzept für ein radindividuelles Fahrzeug

mit integrierter, zentraler Regelung und der Radformel 6 x 4 mit den Konzepten konventioneller Fahrzeuge mit der Radformel 6 x 4 verglichen. Für den Vergleich wird das Szenario 1 aus Tabelle 5.3 (Kreisfahrt in der Ebene) herangezogen.

8.1 Radindividuell angetriebenes Fahrzeugkonzept

Abgebildet ist das Konzept eines radindividuell angetriebenen Fahrzeugs mit der Radformel 6 x 6 und zentralem, integriertem Regelungsansatz (siehe Kapitel 5 und Kapitel 6). Verglichen wird dieses Konzept mit dem zugehörigen konventionellen Referenzfahrzeug mit der Radformel 6 x 6 und einem mechanischen Antriebsstrang. Für die Basisinformationen des Fahrzeugaufbaus wird auf Tabelle 5.1 verwiesen. Für beide Antriebskonzepte wird die beschriebene Simulationsmethodik verwendet (siehe Abbildung 5.1). Im radindividuellen Konzept sind die Antriebsstrang-Komponenten nicht Teil des Modells, sie werden also nicht simuliert. Das bedeutet, dass die Ausgangssignale der Betriebsstrategie (Antriebsdrehmomente) direkt auf das Mehrkörpermodell des Fahrzeuges (siehe Unterkapitel 5.1) übertragen werden. Die Betriebsstrategie für das radindividuelle Antriebskonzept wird wie in Kapitel 6 beschrieben, verwendet. Es wird der zentrale, integrierte Regelungsansatz herangezogen. Dies bedeutet zusätzlich, dass keine Fahrdynamikregelsysteme simuliert werden, da deren Wirkung durch die Betriebsstrategie unnötig ist. Als Soll-Giermoment wird $M_z = 0$ gewählt. Dieses Konzept stellt somit ein akademisches Forschungskonzept dar, was u. a. im Kapitel 6 begründet wird (zentraler Regelungsansatz, vollständiger radindividueller Antrieb). Das konventionell angetriebene Referenzfahrzeug ist ähnlich modelliert. Neben dem Verbrennungsmotorenmodell wird auch die Betriebsstrategie zur Drehmomentverteilung ausgeklammert, da die variable Drehmomentverteilung durch den mechanischen Antriebsstrang übernommen wird. Außerdem sind zur besseren Vergleichbarkeit keine Fahrdynamikregelsysteme (einschl. ASR) modelliert.

Das untersuchte Fahrszenario wurde mit einem Kurvenradius von 13 m parametriert. Nach einer kurzen ebenen Fahrt nimmt die Längsneigung kontinuierlich bis auf 50 % zu. Der Reibwertkoeffizient zwischen Reifen und Untergrund wird mit $\mu = 0{,}4$ gewählt und entspricht somit nassem, schmierigem sowie gewalztem Schotter [55]. Das Szenario wird mit dem radindividuell angetriebenen Fahrzeug mit der Radformel 6 x 6 und dem konventionellen Referenzfahrzeug mit der Radformel 6 x 6 simuliert, einmal mit offenem und einmal mit gesperrtem Differentialgetrieben. Es sind also jeweils alle Differentiale entweder geöffnet oder gesperrt. Das untersuchte Szenario ist in Abbildung 8.1 veranschaulicht (siehe auch Abbildung 5.17). Der auf der linken Seite dargestellte Ausschnitt stellt das radindividuell angetriebene Fahrzeug in der ansteigenden Kurve dar. Durch die an den Radnaben angebrachten roten Pfeile wird die prozentuale Verteilung des Gesamtdrehmoments auf die verschiedenen Räder visualisiert. Das komplette virtuelle Szenario ist im rechten Teil der Abbildung dargestellt. Für genauere Beschreibungen des Szenarios sei auf Unterkapitel 5.3 verwiesen. In Abbildung 8.2 sind die Fahrzeuggeschwin-

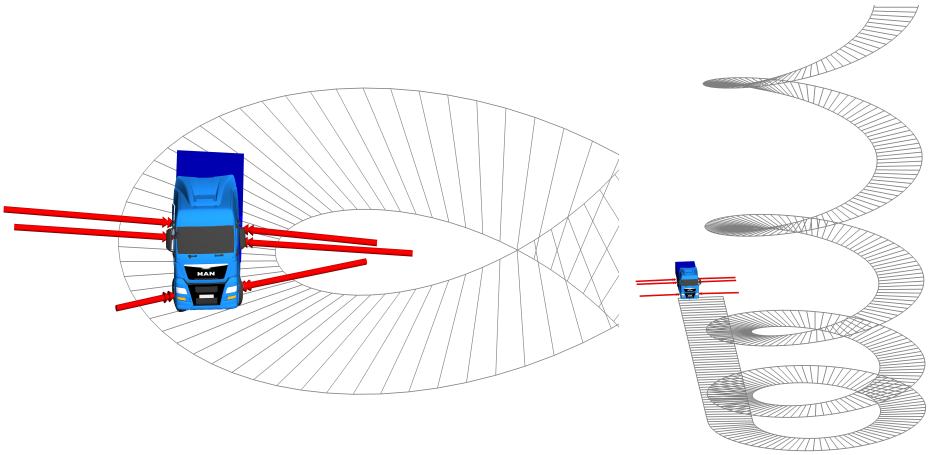

Abbildung 8.1 – Fahrzeugmodell in der Kurvenfahrt mit stetig zunehmender Steigung

digkeiten über der Zeit aufgetragen. Die Soll-Geschwindigkeit aller Fahrzeugkonzepte v_{Soll} (schwarz) beträgt 5 $\frac{km}{h}$. Nach dem Auftreten eines kurzen Einschwingvorgangs beschleunigen alle Fahrzeuge auf diese Soll-Geschwindigkeit. Die Ist-Geschwindigkeit v_{offen} des Fahrzeuges mit offenen Differentialen (rot) fällt zuerst. Anschließend kommen das konventionelle Fahrzeug mit gesperrten Differentialen ($v_{gesperrt}$) und das Fahrzeug mit radindividuellem Antrieb ($v_{radindividuell}$) zum Stehen. Die Darstellung der erreichten Stei-

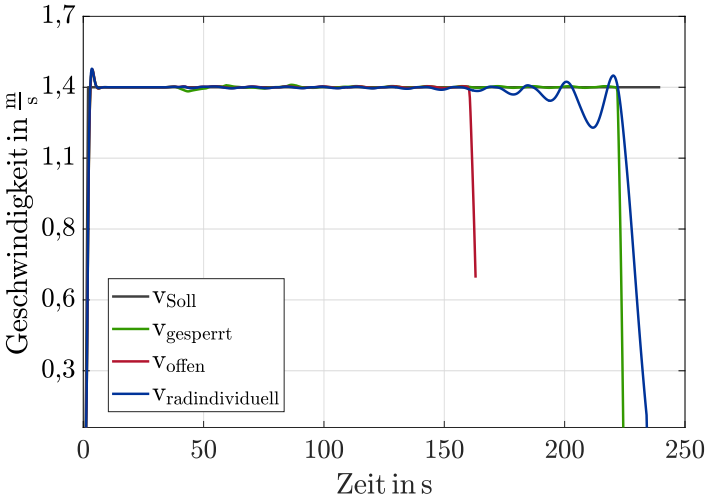

Abbildung 8.2 – Soll- und Ist-Geschwindigkeit der Fahrzeugkonzepte

gungswerte der beiden Fahrzeugkonzepte in Abbildung 8.3 bestätigt dieses Verhalten. Durch das konventionelle Fahrzeug mit gesperrten Differentialen wird ein maximaler Steigungswert von 31,4 % ($\alpha_{gesperrt}$) erreicht. Einen Steigungswert von 31,0 % erreicht das radindividuell angetriebene Fahrzeug ($\alpha_{radindividuell}$), während das konventionelle Fahr-

zeug mit offenen Differentialen nur etwa 21,7 % Steigung erreicht (α_{offen}). Die wellige

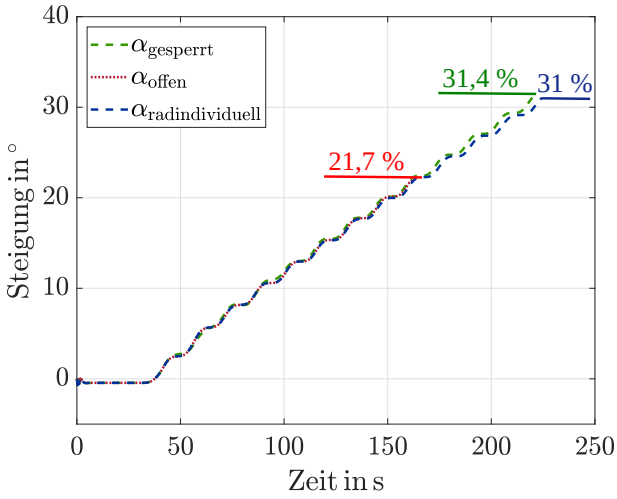

Abbildung 8.3 – Erreichte Steigungswerte bei den einzelnen Fahrzeugkonzepten

Form der Steigungsverläufe ist auf den äquidistant und schrittweise zunehmenden Steigungsverlauf des Szenarios zurückzuführen. Der kombinierte Schlupf (siehe Gleichung 6.28), gemittelt über alle sechs Räder, ist für jedes Fahrzeugkonzept in Abbildung 8.4 dargestellt. Während des Anfahrvorgangs in den ersten Sekunden nehmen die Schlupfwerte kurzzeitig hohe Werte an. Anschließend zeigen die Schlupfwerte bei allen Varianten bis 35 Sekunden ein konstantes Verhalten. Ab diesem Zeitpunkt beginnen sowohl die Steigung als auch die Kurvenfahrt einzusetzen. Da der mechanische Antriebsstrang mit offenen Differentialen einen Drehzahlausgleich zwischen den Rädern zulässt, zeigt der mittlere Schlupf $|\mathrm{s}|_{\text{ges, norm, offen}}$ ein konstantes Verhalten. Dies ändert sich ab 158 Sekunden, wenn der Schlupfwert schlagartig ansteigt. Hintergrund ist der Aufbau des Fahrszenarios, das zur Folge hat, dass die inneren Räder des Fahrzeugmodells (links) geodätisch höher liegen als die äußeren Räder (rechts). Zusammen mit der Gewichtsverlagerung des Fahrzeuges aufgrund der Steigung sowie der Rahmensteifigkeit nimmt die Radaufstandskraft des rechten vorderen Rades ab. Somit dreht das rechte vordere Rad durch, worüber die gesamte Antriebsleistung abgeleitet wird. Das Fahrzeug bleibt stehen. Außerdem stellt sich mit zunehmender Steigung an den doppelt bereiften Rädern der ersten Hinterachse (siehe Abschnitt 5.1.1) ein hoher Schlupf ein. Diese Achse hat zwar ein hohes Traktionspotenzial, setzt im konventionellen Fahrzeug mit offenen Differentialen jedoch auch das meiste Drehmoment um (siehe Abbildung 8.8). Dies ist auf die Parametrierung des mechanischen Antriebsstrangs zurückzuführen. Zu Beginn ähnelt das Schlupfverhalten beim radindividuellen Antriebskonzept dem beim konventionellen Konzept mit offenen Differentialen. Aufgrund der variablen Drehmomentverteilung (siehe Abbildung 8.8 und 8.9) zeigt der Schlupf $|\mathrm{s}|_{\text{ges, norm, radindividuell}}$ erst wesentlich später

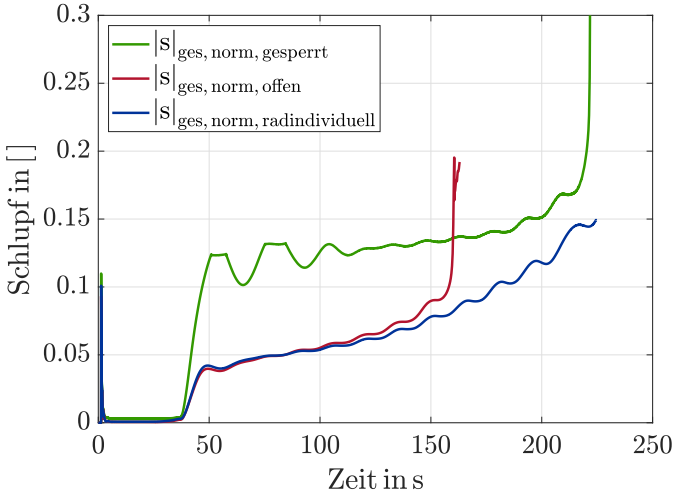

Abbildung 8.4 – Kombinierter Schlupf – gemittelter Wert aller Räder

hohe Werte. Das Schlupfverhalten des konventionellen Fahrzeuges mit gesperrten Differentialen $|s|_{\text{ges, norm, gesperrt}}$ ist nach dem Einfahren in die Kurve stark steigend, was primär auf den fehlenden Drehzahlausgleich zwischen den Rädern zurückzuführen ist. Dies führt zum einen zu hohen Schlupfwerten und zum anderen zu einer schlechteren Bahnfolge des Fahrzeuges. Zwischen 50 und 118 Sekunden zeigt der Schlupf Oszillationen. Das ist auf den lateralen Schlupf der Vorderräder zurückzuführen, der mit zunehmendem Lenkeinschlag und dem damit einhergehenden seitlichen Drehen dieser Räder ansteigt. Zur Veranschaulichung dieses Effekts sei auf Abbildung 8.5 verwiesen. Der laterale Schlupf $|s|_{\text{FAR, lat}}$ des vorderen rechten Rades zeigt zwei Ausschläge bei 50 und 75 Sekunden. Diese Ausschläge zeigen sich auch im kombinierten Schlupf $s_{\text{FAR, com}}$, da in deren Berechnung der laterale Schlupf miteingeht. Der kombinierte Schlupf $s_{\text{FAR, com}}$ wiederum geht in die Berechnung des gemittelten Schlupfes $|s|_{\text{ges, norm, gesperrt}}$ in Abbildung 8.4 ein. Die Abbildung 8.5 zeigt außerdem den Längsschlupf $s_{\text{FAR, lon}}$, dessen Verhalten anhand der Drehmomentverteilung (Abbildung 8.8) nachvollziehbar ist.

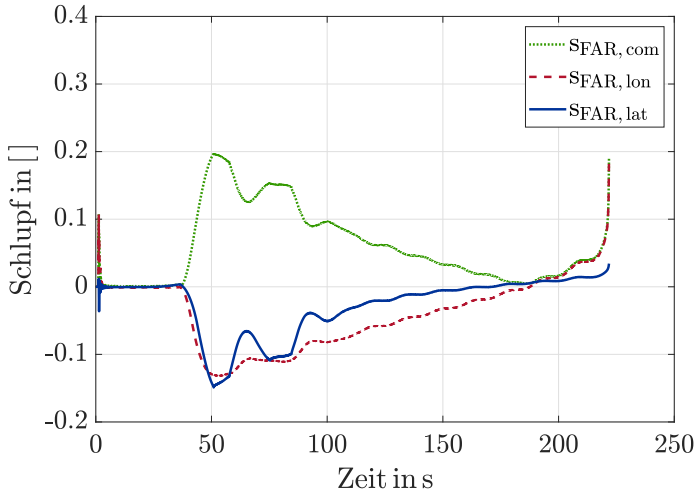

Abbildung 8.5 – Schlupfwerte des vorderen rechten Rades – konventionelles Fahrzeugkonzept mit gesperrten Differentialen

Der über die Räder der Vorderachse gemittelte Radlenkwinkel ist in Abbildung 8.6 dargestellt.

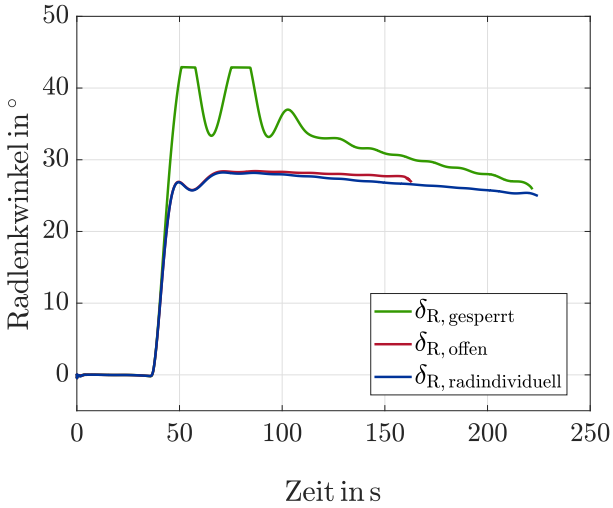

Abbildung 8.6 – Gemittelter Radlenkwinkel der verschiedenen Fahrzeugkonzepte

Analog zum kombinierten Schlupf in Abbildung 8.4 zeigt der gemittelte Radlenkwinkel sowohl beim Fahrzeugkonzept mit radindividuellem Antrieb ($\delta_{\mathrm{R,\,radindividuell}}$) als auch beim Fahrzeugkonzept mit konventionellem Antrieb und offenen Differentialen ein Verhalten ohne merkliche Oszillationen ($\delta_{\mathrm{R,\,offen}}$). Das Eintreten des Fahrzeuges in die Kurve

ist ab 37 Sekunden sichtbar, wobei anschließend ein kurzer Einschwingvorgang folgt. Das konventionelle Fahrzeug mit gesperrten Differentialen ($\delta_{\mathrm{R,\,gesperrt}}$) erreicht den konstruktiven Maximaleinschlag des Rads von 42° bei 50 und 75 Sekunden. Hier kann trotz Nachregelns des Lenkreglers kein höherer Radlenkwinkel erzielt werden. Die Maxima treten zeitgleich mit der maximalen Auslenkung des lateralen Schlupfes auf (siehe Abbildung 8.5). Die Bahnkurven der drei Fahrzeugkonzepte sind in einer Draufsicht in Abbildung 8.7 aus der Vogelperspektive dargestellt.

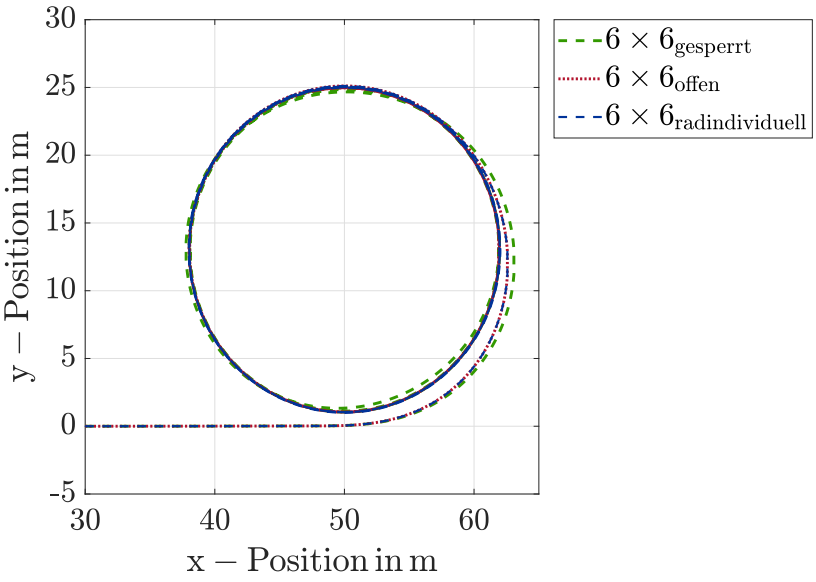

Abbildung 8.7 – Bahnkurven der drei Fahrzeugkonzepte aus der Vogelperspektive

Ohne Abweichung folgen das konventionelle Fahrzeug mit offenen Differentialen (6 x 6 $_{\mathrm{offen}}$) sowie das Fahrzeug mit radindividuellem Antrieb (6 x $6_{\mathrm{radindividuell}}$) der Kreisbahn. Das konventionelle Fahrzeug mit geschlossenen Differentialen (6 x 6_{gesperrt}) folgt der Kreisbahn nur mit gewissen Abweichungen. Die Erklärung hierfür ist, dass der maximale Radlenkwinkel erreicht wird.

Um die bisher getroffenen Aussagen zu untermauern, sind in Abbildung 8.8 die Drehmomente pro Rad bei allen untersuchten Fahrzeugkonzepten visualisiert. Primär wird dabei auf die Drehmomentverteilung beim konventionellen Konzept mit gesperrten Differentialen eingegangen ($\mathrm{M_{FAL,\,gesperrt}}$, $\mathrm{M_{FAR,\,gesperrt}}$, $\mathrm{M_{RA1L,\,gesperrt}}$, $\mathrm{M_{RA1R,\,gesperrt}}$, $\mathrm{M_{RA2L,\,gesperrt}}$, $\mathrm{M_{RA2R,\,gesperrt}}$). Es sei an dieser Stelle wiederholt, dass es in voll gesperrten Antriebssträngen keinen Drehzahlausgleich zwischen den Rädern gibt. Somit definiert das Rad mit dem höchsten Traktionspotenzial die Drehgeschwindigkeit aller Räder. Das Rad mit der höchsten Traktion ist hier das doppelt bereifte Rad RA1L mit dem zugehörigen Drehmoment $\mathrm{M_{RA1L,\,gesperrt}}$. Während des Anfahrens sowie nach dem Einfahren in den geneigten Teil der Fahrbahn (ab 37 Sekunden) ist dieses Drehmoment

positiv. An den äußeren Rädern (FAR, RA1R, RA2R) ist die rotatorisch hervorgerufene Geschwindigkeit geringer als die translatorische Geschwindigkeit des Fahrzeuges, woraus ein negativer Schlupf (siehe Abbildung 8.9) und ein entsprechend negatives Drehmoment resultiert ($M_{FAR,\ gesperrt}$, $M_{RA1R,\ gesperrt}$, $M_{RA2R,\ gesperrt}$). Diese Drehmomente werden mit zunehmender Steigung kompensiert, da der Schlupf an allen Rädern steigt. Die Drehmomente der niedrig belasteten Vorderachse (Gewichtsverlagerung durch die Steigung) werden langsam höher ($M_{FAR,\ gesperrt}$, $M_{FAL,\ gesperrt}$). Aufgrund seines hohen Traktionspotenzials erreicht das Drehmoment $M_{RA1R,\ gesperrt}$ des doppelt bereiften Rades schneller positive Werte.

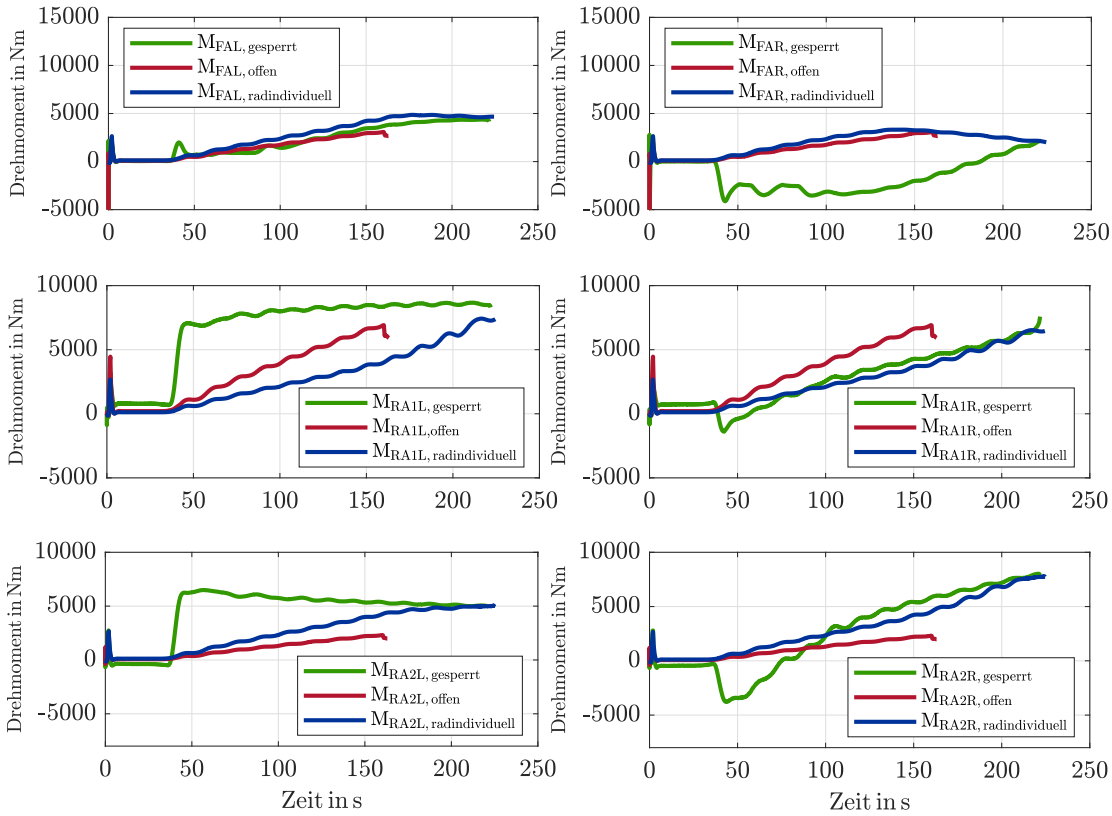

Abbildung 8.8 – Darstellung der Drehmomente pro Rad bei allen Fahrzeugkonzepten

Die Drehmomente an einer Achse in einem konventionellen offenen Antriebsstrang sind links und rechts gleich (siehe z. B. $M_{RA2L,\ offen}$ und $M_{RA2R,\ offen}$). Zwischen den Achsen bleibt das vorgegebene Drehmomentverhältnis (siehe Unterabschnitt 3.2.1.2) unabhängig von der Fahrsituation bestehen (z. B. $M_{RA1L,\ offen}$ und $M_{RA2L,\ offen}$). Dies ist beim radindividuellen Antriebskonzept anders. Hier weist das Drehmoment $M_{RA2R,\ radindividuell}$ ab 150 Sekunden höhere Werte als $M_{RA2L,\ radindividuell}$ auf. Das Gewicht des Fahrzeuges verlagert

sich mit zunehmender Steigung nach hinten, also auf die beiden Hinterachsen. Zusätzlich steigt durch die Spiralfahrt (geodätischer Unterschied zwischen links und rechts) der Wankwinkel. Folglich steigen die Radaufstandskräfte auf der rechten Seite, während sie auf der linken Seite sinken. Die hohen Radaufstandskräfte an den rechten Rädern eröffnen ein erhöhtes Traktionspotenzial. Dies kann beim radindividuellen Antriebskonzept genutzt werden, wodurch sich Unterschiede in den Drehmomentwerten zwischen linker und rechter Fahrzeugseite ergeben. Aufgrund des erhöhten Traktionspotenzials an der ersten Hinterachse (Doppelbereifung) ist dieser Effekt zwischen $M_{\text{RA1L, radindividuell}}$ und $M_{\text{RA1R, radindividuell}}$ beim radindividuellen Antriebskonzept weniger sichtbar als an den anderen Achsen. Das Drehmomentverhältnis zwischen den Rädern an der Vorderachse ($M_{\text{FAL, radindividuell}}$, $M_{\text{FAR, radindividuell}}$) ist verglichen mit dem Verhältnis an der zweiten Hinterachse ($M_{\text{RA2L, radindividuell}}$, $M_{\text{RA2R, radindividuell}}$) gegengleich. Die Radaufstandskraft des rechten vorderen Rades nimmt ab, da das Gewicht des Fahrzeuges nach hinten verlagert wird und zusätzlich die Steifigkeit des Rahmens verhindert, dass die Radaufstandskraft zunimmt. Folglich nimmt das Drehmoment an dieser Stelle nach 145 Sekunden ab. Beim radindividuellen Antriebskonzept wird auf die zweite Hinterachse mehr Drehmoment verteilt als beim konventionellen Konzept mit offenen Differentialen. Die Betriebsstrategie trägt Sorge dafür, dass keines der Räder durchdreht. Durch die Darstellung der Absolutwerte des Quer-, Längs- und kombinierten Schlupfes für das radindividuelle Antriebskonzept werden diese Aussagen bestätigt (Abbildung 8.9). Die Diagramme sind wie in Abbildung 8.8 angeordnet. Beim Einstieg in die Kurvenfahrt (ab 37 Sekunden) nimmt der laterale Schlupf des linken Vorderrades ($|s|_{\text{FAL, lat}}$) zu. Der laterale Schlupf des linken Vorderrades ($|s|_{\text{FAL, lat}}$) geht mit zunehmender Steigung zurück, da aus den bereits dargestellten Gründen die Radaufstandskraft an diesem Rad zunimmt, wobei sie am rechten Vorderrad zurückgeht (FAR). Der Längsschlupf ($|s|_{\text{FAL, lon}}$) nimmt mit zunehmender Steigung zu und wird für die Bestimmung des kombinierten Schlupfes (siehe Gleichung 6.28) dominanter. Das Maximum von 15 % übersteigt der kombinierte Schlupf $|s|_{\text{FAL, com}}$ nicht. Am rechten Rad der Vorderachse ($|s|_{\text{FAR, lat}}$) zeigt sich, dass der laterale Schlupf ($|s|_{\text{FAR, lat}}$) mit dem Eintritt in die Kurve ansteigt und anschließend konstant bleibt. Da durch die radindividuelle Drehmomentverteilung das Drehmoment $M_{\text{FAR, radindividuell}}$ ab ca. 140 Sekunden reduziert wird (siehe Abbildung 8.8), ist sichergestellt, dass der kombinierte Schlupf $|s|_{\text{FAR, com}}$ ein Maximum von 18 % nicht überschreitet. Die beiden Räder der ersten Hinterachse (RA1L und RA1R) zeigen sich bezüglich ihres Schlupfverhaltens ähnlich. Der laterale Schlupf der beiden Räder ($|s|_{\text{RA1L, lat}}$, $|s|_{\text{RA1R, lat}}$) nimmt beim Einfahren in die Kurve relativ hohe Werte an. Daraus folgt, dass im Vergleich mit den anderen Rädern auch der kombinierte Schlupf schnell hohe Werte annimmt. Da zusätzlich die Parametrierung der Betriebsstrategie darauf abzielt, eine gleichmäßige Drehmomentverteilung zu ermöglichen, wird klar, warum die Drehmomente an dieser Achse ($M_{\text{RA1L, radindividuell}}$, $M_{\text{RA1R, radindividuell}}$), wie in Abbildung 8.8 sichtbar, verhältnismäßig lange Zeit niedrige Werte aufweisen (Vergleich mit anderen Achsen). Der Längsschlupf ($|s|_{\text{RA1L, lon}}$, $|s|_{\text{RA1R, lon}}$) an der ersten Hinterachse erhöht sich mit zunehmender Steigung. Das erhöht auch den kombinierten Schlupf ($|s|_{\text{RA1L, com}}$,

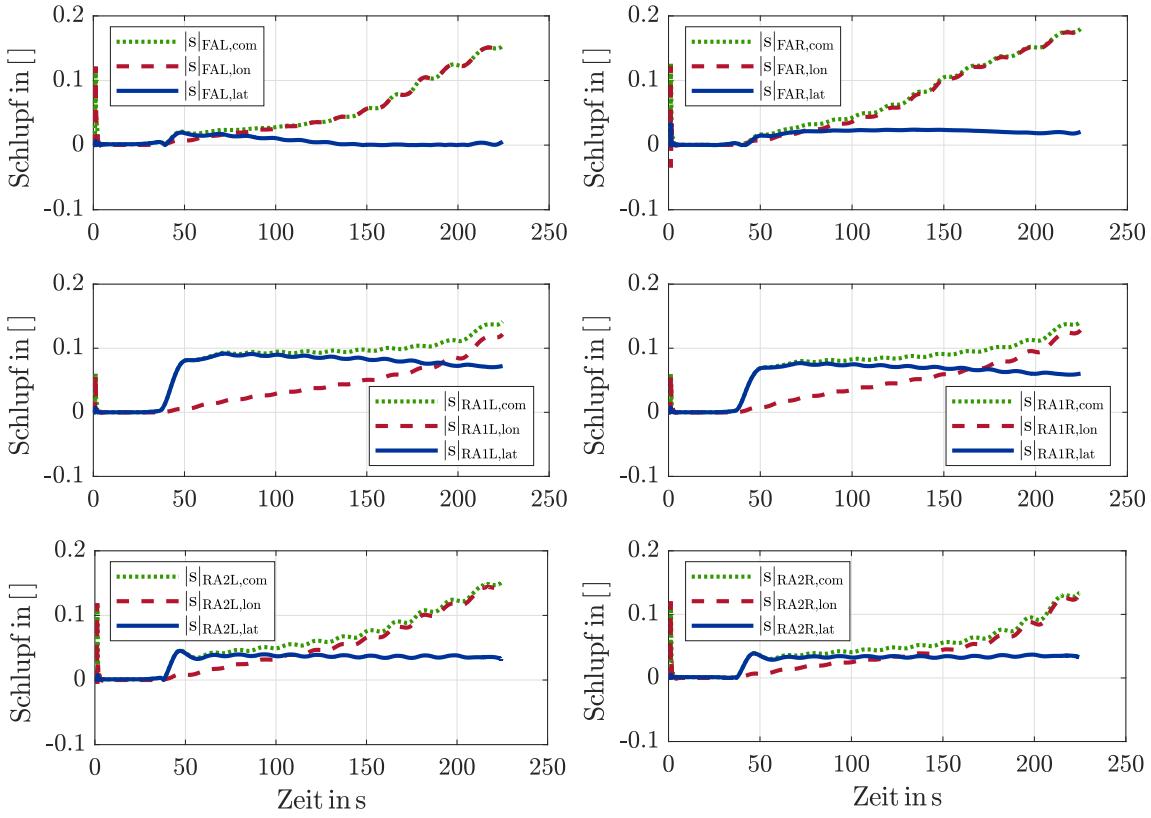

Abbildung 8.9 – Schlupfwerte des rad-individuell angetriebenen Konzepts

$|s|_{\mathrm{RA1R,\,com}}$). Das Schlupfverhalten für die Räder der ersten Hinterachse (RA1R, RA1L) sowie der zweiten Hinterachse (RA2R, RA2L) ist ähnlich. Jedoch ist der Betrag des lateralen Schlupfes für beide Achsen verschieden. Generell sorgt die Betriebsstrategie durch die variable Drehmomentverteilung für ein möglichst ähnliches Schlupfniveau aller Räder (siehe Abbildung 8.9). Die Betriebsstrategie ermöglicht durch gezielte Parametrierung des Soll-Wertes für den kombinierten Schlupf $s_{\mathrm{com}}^{*,\,\mathrm{ri}}$, jedes einzelne Rad in seinem Schlupfoptimum zu betreiben (siehe Gleichung 6.29)).

Zusammenfassend kann gefolgert werden, dass das radindividuell angetriebene Antriebsstrangkonzept verglichen mit dem konventionellen Antriebsstrang mit gesperrten Differentialen die gleiche Steigfähigkeit aufweist. Gleichzeitig ist durch die variable Drehmomentverteilung zusätzlich eine Manövrierfähigkeit (ruhige Bahnfolge) wie beim konventionellen Konzept mit offenen Differentialen umsetzbar. Folglich ist der Zielkonflikt zwischen Steigfähigkeit und Manövrierbarkeit konventioneller Antriebe aufgelöst. Während bei konventionellen Antriebssträngen meist der Fahrer das Öffnen und Sperren der Differentiale übernehmen muss, wird beim radindividuellen Antriebskonzept dieses

Potenzial vollkommen automatisiert abgerufen. Aufgrund der niedrigeren Schlupfwerte im Vergleich zum konventionellen Fahrzeug mit gesperrten Differentialen werden beim radindividuell betriebenen Fahrzeug sowohl die Reifen als auch der Untergrund geschont.

Abschließend sei auf die Frage eingegangen, ob aktuell auf dem Markt verfügbare radindividuell ansteuerbare Antriebsstrang-Komponenten den Aufbau radindividueller Antriebsstrang-Konzepte ermöglichen. Wie in Abbildung 8.8 erläutert, ruft das radindividuelle Antriebsstrang-Konzept maximale Drehmomente von 7400 Nm ab ($M_{RA1L,\ radindividuell}$). Da heute übliche elektrische Antriebsstrang-Komponenten mit radselektivem Antrieb diese Drehmomente übertreffen, scheinen aus dieser Sicht entsprechende Konzepte grundsätzlich umsetzbar zu sein. Hierzu ist jedoch eine Regelungsstrategie zur variablen Drehmomentverteilung genauso wie die Möglichkeit zur freien radindividuellen Ansteuerung der einzelnen elektrischen Komponenten pro Rad notwendig. Zusätzlich muss genug elektrische Energie zur Verfügung gestellt werden können.

8.2 Hybrides und achsindividuell angetriebenes Fahrzeugkonzept

In diesem Unterkapitel ist das hybride, achsindividuell angetriebene Fahrzeug mit der Radformel 6 x 4 dargestellt (siehe Kapitel 5 und Kapitel 6). Es wird mit einem zugehörigen konventionellen Referenzfahrzeug mit mechanischem Antriebsstrang und der Radformel 6 x 4 verglichen. Zusätzlich wird hier ein Trailer angehängt. Für die Basisinformationen der Fahrzeuge sei auf Tabelle 5.2 verwiesen. Zur Modellierung der Fahrzeugkonzepte wird die in Abbildung 5.1 visualisierte Simulationsmethodik verwendet. Hierbei sind die Antriebsstrang-Komponenten ausgeklammert, werden also nicht simuliert, was bedeutet, dass die Ausgangssignale der Betriebsstrategie beim hybriden Fahrzeug direkt an die beiden angetriebenen Achsen übergeben werden. Zwischen der Betriebsstrategie und der Modellierung der Achsen in der Mehrkörpersimulation befinden sich jedoch die Fahrdynamikregelsysteme der ersten, mechanischen Hinterachse (v. a. ist hier die ASR wichtig) sowie das Steuergerät der elektrischen Achse. Die Betriebsstrategie bei dem hybriden, achsindividuellen Antriebskonzept wird wie in Kapitel 6 beschrieben, verwendet. Es handelt sich also um einen hierarchischen Supervisory-Regelungsansatz, in dem die Betriebsstrategie mit in der Hierarchie weiter unten stehenden Regelungssystemen wechselwirkt. Das simulierte hybride Fahrzeugkonzept bezieht sich somit auf ein seriennahes Fahrzeug und könnte mittelfristig in Serienfahrzeugen umgesetzt werden. Im konventionellen Referenzmodell mit mechanischem Antriebsstrang sind das Verbrennungsmotorenmodell sowie die Betriebsstrategie nicht berücksichtigt. Die Drehmomentverteilung auf die beiden mechanischen Hinterachsen übernimmt der mechanische Antriebsstrang.

In diesem Unterkapitel wird aufgrund der Übersichtlichkeit auf die Darstellung der einzelnen Drehmoment- bzw. Schlupfsignale pro Rad verzichtet. Die Rückschlüsse, die aus diesen Plots zu ziehen wären, sind ähnlich zu den bereits in Unterkapitel 8.1 gezo-

genen Rückschlüssen. Stattdessen wird auf das übergeordnete Verhalten der Fahrzeuge bei den unterschiedlichen Fahrzeugkonzepten in Szenario 2 (stetige Kurvenfahrt mit zunehmender Steigung (siehe Szenario 2 in Tabelle 5.3 und Abbildung 8.1), eingegangen. Das Szenario ist mit einem konstanten Kurvenradius von 13 m modelliert und mit einem Reibwertkoeffizient von $\mu = 0,8$ parametriert. Dieser Reibwertkoeffizient übertrifft nach [55] gewalzten, trockenen Schotter und wird beispielhaft verwendet, nachdem Untersuchungen für verschiedenste Reibwertkoeffizienten durchgeführt worden sind. Neben dem hybriden Fahrzeugkonzept mit achsindividuell angetriebenen Antriebsstrang wird das konventionelle Fahrzeugkonzept in drei weiteren Varianten simuliert, wobei alle die Radformel 6 x 4 aufweisen:

- Fahrzeugkonzept mit achsindividuell angesteuertem hybridem Antriebsstrang
- Fahrzeug mit konventionellem Antriebsstrang und offenen Differentialen (alle)
- Fahrzeugkonzept mit konventionellen Antriebsstrang und gesperrtem Längsdifferential zwischen erster und zweiter Hinterachse
- Fahrzeug mit konventionellem Antriebsstrang und gesperrten Differentialen an allen angetriebenen Achsen

In Abbildung 8.10 sind die Soll- sowie die Ist-Geschwindigkeiten der Fahrzeugkonzepte als Funktion der Zeit aufgetragen. Die Soll-Geschwindigkeit ist mit 10 $\frac{\mathrm{km}}{\mathrm{h}}$ definiert. Die unterschiedlichen Fahrzeugvarianten beschleunigen unter Auftreten eines kurzen Einschwingverhaltens auf diese Soll-Geschwindigkeit. Das konventionelle Fahrzeug mit komplett offenen Differentialen ($\mathrm{v}_{\mathrm{offen}}$ (grün)) kann die Soll-Geschwindigkeit als erstes nicht mehr halten. Anschließend kommt die Fahrzeugvariante mit komplett gesperrten Differentialen zum Stehen ($\mathrm{v}_{\mathrm{komplett\ gesperrt}}$ (rot)). Es folgt die konventionelle Fahrzeugvariante mit dem ausschließlich gesperrten Längsdifferential zwischen den beiden Hinterachsen ($\mathrm{v}_{\mathrm{LD\ gesperrt}}$ (lila)). Am längsten wird die Soll-Geschwindigkeit durch das hybride, achsindividuell angetriebene Fahrzeug gehalten ($\mathrm{v}_{\mathrm{achsindividuell}}$ (blau)).

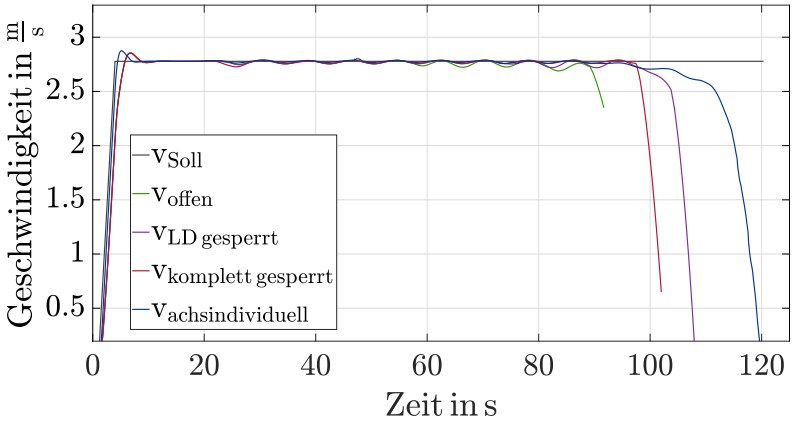

Abbildung 8.10 – Soll- und Ist-Geschwindigkeit bei den Fahrzeugkonzepten

Diese Ergebnisse sind durch die Steigungswerte in Abbildung 8.11 untermauert. Das konventionelle Fahrzeug, in dem alle Differentiale geöffnet sind, erreicht einen maximalen Steigungswert (α_{offen}) von 21 %, während der Steigungswert ($\alpha_{\text{komplettgesperrt}}$) das Fahrzeugs mit komplett gesperrtem Antriebsstrang einen Wert von 23 % erreicht.

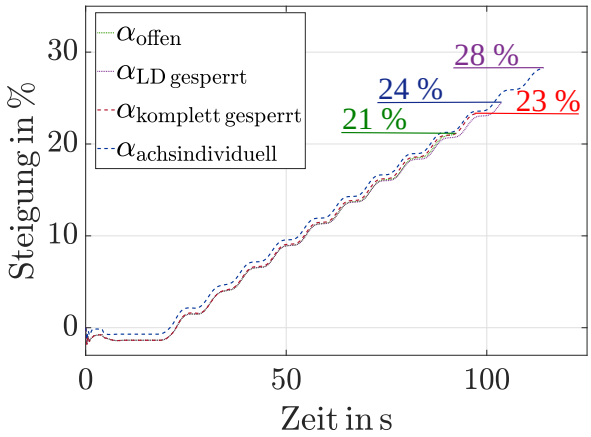

Abbildung 8.11 – Erreichte Steigungswerte der einzelnen Fahrzeugkonzepte

Anschließend kommt das konventionelle Fahrzeug mit einem gesperrten Längsdifferential zwischen der ersten und der zweiten Hinterachse bei einem Steigungswert von $\alpha_{\text{LDgesperrt}}$ = 24 % zum Stehen. Das achsindividuell angetriebene hybride Fahrzeug mit mechanisch angetriebener erster und elektrisch angetriebener zweiter Achse erreicht abschließend einen Steigungswert von $\alpha_{\text{achsindividuell}}$ = 28 %. Das wellige Verhalten der Steigungsverläufe ist wie in Abbildung 8.3 ebenfalls auf die in äquidistanten Stücken zunehmende Steigung der Fahrbahn zurückzuführen. In Abbildung 8.12 ist der Schlupf, gemittelt über alle sechs Räder, für alle simulierten Fahrzeugvarianten aufgetragen. Nach einem

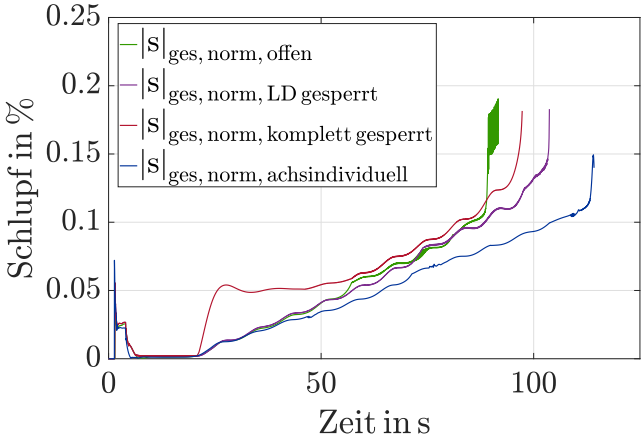

Abbildung 8.12 – Schlupf – gemittelter Wert aller Räder

kurzen Anfahrvorgang, in dem der Schlupf bei allen Fahrzeugvarianten ansteigt, beruhigt er sich, bis nach 20 Sekunden sowohl die Kurvenfahrt als auch die Steigung des Szenarios einsetzt. Nach Einsetzen dieser beiden Ereignisse zeigen alle Varianten, außer das konventionelle Fahrzeug mit gesperrten Differentialen, ein relativ glattes Schlupfverhalten. Das konventionelle Fahrzeug mit gesperrten Differentialen zeigt bereits kurz nach dem Kurveneingang einen hohen gemittelten Schlupf, da diese Variante die einzige aller simulierten Varianten ist, die keinen Drehzahlausgleich zwischen den Rädern der Hinterachsen auf der rechten und linken Fahrzeugseite zulässt. Der gemittelte Schlupf $|s|_{\text{ges, norm, offen}}$ des konventionellen Fahrzeuges mit mechanischem Antriebsstrang und offenen Differentialen steigt mit zunehmender Steigung an und bricht ab 87 Sekunden nach oben hin aus. Sobald ein angetriebenes Rad des mechanischen Antriebsstrangs kein Traktionspotenzial mehr hat, beginnt es durchzudrehen. Das implementierte ASR sorgt dafür, dass es abgebremst wird. Somit wird das Durchdrehen unterdrückt und das über den mechanischen Antriebsstrang eingeleitete Drehmoment kann weiter auf die anderen angetriebenen Räder des Antriebsstrangs abgetragen werden. Würden im realen Fahrzeug alle Räder durch das ASR gebremst werden, da ihr Traktionspotenzial am Limit ist, so würde das in den mechanischen Antriebsstrang eingebrachte Drehmoment gedrosselt werden. Werden in der Simulation alle Räder durch das ASR gebremst, führt dieser Fall zum Durchdrehen der Räder, weil mehr Antriebsdrehmoment in den Antriebsstrang eingeleitet wird, als das ASR-Modell bremsen kann. Eine Reduzierung des Gesamtdrehmoments ist implementiert.

Der gemittelte Schlupf $|s|_{\text{ges, norm, komplett gesperrt}}$ des konventionellen Antriebsstrangs mit gesperrten Differentialen an den Hinterachsen steigt ebenfalls mit zunehmender Steigung an. Er bricht jedoch später nach oben aus als der gemittelte Schlupf des konventionellen Fahrzeugs mit offenen Differentialen. Kann ein Rad keine Traktion mehr übertragen, dreht es hier nicht durch. Vielmehr behält es die Drehzahl der anderen Räder bei, da durch die gesperrten Differentiale alle Räder die gleiche Drehzahl haben. Das an diesem

Rad nicht mehr umsetzbare Drehmoment wird an die anderen Räder verteilt, die noch Traktionspotenzial haben (siehe Abschnitt 5.2.1). Das ASR ist in dieser Variante nicht aktiviert, da es auch in realen Fahrzeugen nicht eingreift, wenn alle Differentiale der angetriebenen Achsen gesperrt sind. Hintergrund ist, dass es keinen Effekt erzielen kann, denn alle Räder drehen gleich schnell. Das gezielte Abbremsen eines Rades, um ein Durchdrehen zu verhindern, ist also nicht nötig. Die mögliche Drehmomentverteilung im konventionellen Antriebsstrang mit gesperrten Differentialen ist der Vorteil gegenüber dem konventionellen Fahrzeug mit offenen Differentialen, was zu einer erhöhten Steigfähigkeit führt. Der generell höhere Schlupfwert in Abbildung 8.12 zeigt, dass diese Steigfähigkeit mit erhöhtem Abrieb an den Rädern sowie mit stärkerer Belastung des Untergrunds erkauft wird. Auch kann es zu mechanischen Verspannungen im mechanischen Antriebsstrang kommen, da schlicht kein Drehzahlausgleich zwischen den Rädern beider Fahrzeugseiten möglich ist.

Der Schlupf des konventionellen Fahrzeuges mit gesperrtem Längsdifferential $|s|_{\text{ges, norm, LD gesperrt}}$ bricht erst nach dem der konventionellen Fahrzeuge mit offenen und mit gesperrten Differentialen aus. Das ASR ist aktiviert. Räder, die durchdrehen würden, werden abgebremst, wodurch das Drehmoment, das in den Antriebsstrang eingeleitet wird, auf die anderen Räder abgestützt werden kann. Das Konzept schneidet besser als die beiden anderen konventionellen Fahrzeugkonzepte ab, da zum einen das ASR wirkt (anders als beim konventionellen Konzept mit gesperrten Differentialen) und zum anderen aufgrund des gesperrten Längsdifferentials eine variable Drehmomentverteilung zwischen den Achsen möglich ist (anders als beim konventionellen Konzept mit offenen Differentialen). Dies ermöglicht, dass mehr Drehmoment auf die Strecke umgesetzt werden kann, woraus auch ein höherer maximaler Steigungswert bei diesem Konzept resultiert (siehe Abbildung 8.11).

Abschließend bleibt das hybride, achsgeteilte Antriebskonzept, das den größten Steigungswert erreicht, wodurch auch der gemittelte Schlupf $|s|_{\text{ges, norm, achsindividuell}}$ bei diesem Konzept als letztes ausbricht (Abbildung 8.12). An der Hinterachse ist das ASR aktiviert. Die zweite, elektrisch angetriebene Achse ermöglicht eine radindividuelle Drehmomentverteilung durch die in Kapitel 6 beschriebene Wechselwirkung der achsindividuellen Betriebsstrategie mit dem Steuergerät der elektrischen Achse. Hierbei können beide Räder nahe am Schlupfoptimum betrieben werden. Aufgrund eben dieser Betriebsstrategie findet eine achsindividuelle Drehmomentverteilung zwischen den beiden Achsen statt. Mit diesem Fahrzeugkonzept kann zum Vortrieb des Fahrzeuges am meisten Drehmoment umgesetzt werden, da erstens das ASR der Hinterachse die Traktionsfähigkeit dieser Achse optimiert, zweitens eine achsindividuelle Drehmomentverteilung möglich ist und drittens an der zweiten Hinterachse eine radindividuelle Drehmomentverteilung ermöglicht ist. Keines der anderen Konzepte ermöglicht diese bedarfsgerechte auf das Traktionspotenzial der einzelnen Räder zugeschnittene Drehmomentverteilung. Dies führt zum späteren Ausschlag des gemittelten Schlupfes sowie zum höchsten Steigungswert aller Fahrzeugkonzepte.

In Abbildung 8.13 ist der gemittelte Radlenkwinkel δ der beiden Vorderräder für alle

Fahrzeugvarianten dargestellt. Es zeigt sich, dass alle Fahrzeugvarianten einen ähnlichen Verlauf haben. Bis zum Einsetzen der Kurvenfahrt nach 20 Sekunden ist der Radlenkwinkel bei 0°, er steigt dann an und pendelt sich nach einem kurzen Einschwingen bei einem nahezu konstanten Wert ein (Kurvenradius ist konstant).

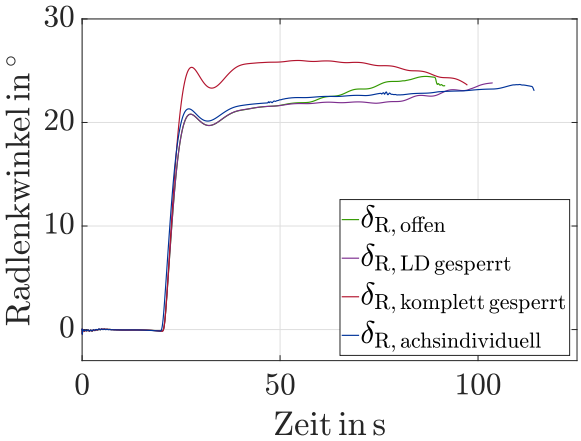

Abbildung 8.13 – Gemittelter Radlenkwinkel der verschiedenen Fahrzeugkonzepte

Der Radlenkwinkel ($\delta_{\mathrm{R,\,offen}}$) des konventionellen Fahrzeugs mit offenen Differentialen steigt ab ca. 70 Sekunden an. Dort treten auch erste ASR-Eingriffe auf, was zu erhöhten Lenkreaktionen führt. Des Weiteren ist der Radlenkwinkel ($\delta_{\mathrm{R,\,komplett\,gesperrt}}$) des konventionellen Fahrzeugs mit gesperrten Differentialen an den angetriebenen Achsen tendenziell höher. Hintergrund ist, dass dieses Fahrzeugkonzept das einzige ist, bei dem kein Drehzahlausgleich zwischen den Rädern der angetriebenen Achsen zugelassen wird. Die angetriebenen Räder des Fahrzeugmodells wirken also der Lenkwirkung entgegen. Um dennoch das gleiche Kurvenverhalten wie bei den Konzepten mit Drehzahlausgleich zu ermöglichen, muss stärker gelenkt werden, also eine stärkere Querkraft an der Vorderachse erreicht werden. Dieser Effekt zeigt sich im Bahnverlauf der verschiedenen Fahrzeugkonzepte aus der Vogelperspektive nur bedingt (Abbildung 8.14). Das konventionelle Fahrzeugkonzept mit gesperrten Differentialen (6 x 4_{gesperrt}) zeigt ein geringfügig schlechteres Kurvenverhalten als die anderen Fahrzeugkonzepte. Hintergrund ist, dass die nicht angetriebene Vorderachse weiter einen Drehzahlausgleich zwischen den Rädern zulässt. Die Varianten, bei denen ein Drehzahlausgleich auch zwischen den angetriebenen Rädern in der Kurvenfahrt zugelassen wird (6 x 4_{offen}, 6 x $4_{\mathrm{LD\,gesperrt}}$, 6 x $4_{\mathrm{achsindividuell}}$), zeigen wie erwartet eine saubere Bahnfolge.

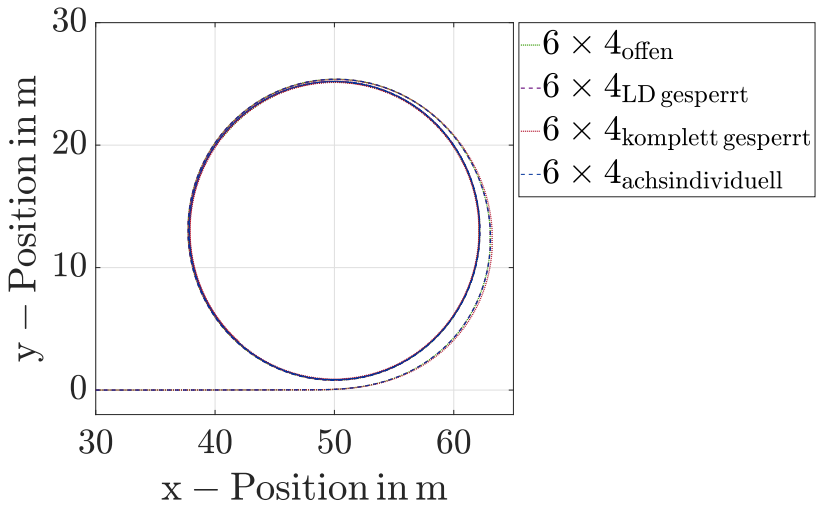

Abbildung 8.14 – Position der drei Fahrzeugkonzepte aus der Vogelperspektive

Werden die drei Kernziele Traktionsfähigkeit, Manövrierfähigkeit und Automatisierung des Antriebsstrangs betrachtet, zeigt das Konzept eines hybriden, achsgeteilten Fahrzeugs die beste Leistung. Es ermöglicht eine ruhige Bahnfolge. Außerdem sind aus den beschriebenen Gründen die Traktionsfähigkeit und die damit einhergehende Steigfähigkeit besser als bei den anderen Konzepten. Schließlich ist der Antriebsstrang komplett automatisiert, da zum Erreichen der erläuterten Ergebnisse kein Fahrereingriff nötig ist. So müssen beispielsweise keine Differentialsperren eingelegt werden. Zusätzlich ist das Konzept seriennah umsetzbar, weil es einen Supervisory-Regelansatz verfolgt, der in aktuellen Nutzfahrzeugen Stand der Technik ist.

8.3 Rad-Seiten-Lenken

Das Rad-Seiten-Lenken ist bereits in Abschnitt 2.2.3 und Unterkapitel 6.3 beschrieben. Durch eine gezielte Drehmomentverteilung an den angetriebenen Rädern kann eine Lenkwirkung auf das Fahrzeug erzielt werden, welche das Lenken der Vorderachse unterstützt. In diesem Unterkapitel wird das Rad-Seiten-Lenken anhand der beschriebenen Simulationsmethodik (siehe Abbildung 5.1) analysiert. Untersucht wird das Fahrzeugmodell des Sattelschleppers mit Trailer (siehe Abschnitt 5.1.3). Für die Basisinformationen dieses Fahrzeugmodells mit Trailer sei auf Tabelle 5.2 verwiesen. Die Zugmaschine ist mit der Radformel 6 x 4 konfiguriert. Zwei Varianten werden untersucht:

- Fahrzeugkonzept mit radindividuellem Antrieb aller vier angetriebenen Räder
- Fahrzeug mit konventionellem Antriebsstrang und offenen Differentialen (alle)

Ein Referenzfahrzeug mit gesperrten Differentialen ist nicht miteinbezogen, da vorangegangene Ergebnisse bereits zeigen, dass gesperrte Differentiale das Kurvenverhalten

von Nutzfahrzeugen verschlechtern. Es ist somit davon auszugehen, dass solche Fahrzeuge einen größeren Kurvenradius als Fahrzeuge mit offenen Differentialen aufweisen werden. Die Betriebsstrategie des radindividuellen Antriebsstrangs ist in Kapitel 6 beschrieben. Es wird der zentrale, integrierte Regelansatz angewendet. Durch die Erhöhung des Soll-Gierdrehmoments M_z im Regelzielvektor $\mathbf{v}^*$ soll aufgrund der variablen Drehmomentverteilung eine gezielte Lenkbewegung ermöglicht werden. Die Antriebskomponenten werden – wie auch bei den anderen Modellen, für die Ergebnisse vorliegen – nicht simuliert. Um ein solches radindividuell angetriebenes Fahrzeug mit der Radformel 6 x 4 in der Realität umzusetzen, könnten radindividuell angebrachte und angesteuerte elektrische Antriebskomponenten in die Fahrzeugkonzepte implementiert werden. Dieses Antriebskonzept mit radindividuellem Antrieb wird in nachfolgender Abbildung 8.15 schematisch dargestellt.

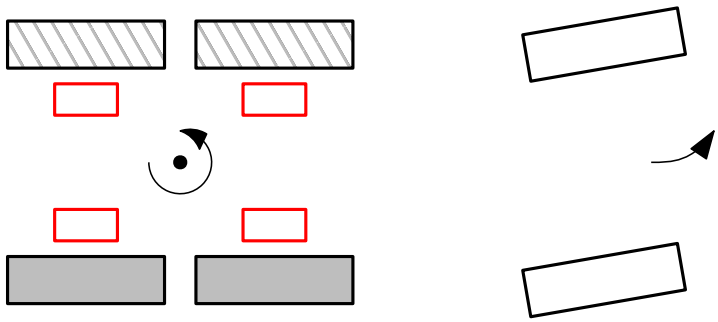

Abbildung 8.15 – Zugmaschine 6 x 4 – Rad-Seiten-Lenken

Die Räder der beiden Hinterachsen werden radindividuell angetrieben, während die Vorderräder nicht angetrieben werden. Werden wie dargestellt die Räder einer Fahrzeugseite angetrieben (gefüllt dargestellt) und die Räder der anderen Fahrzeugseite gebremst (gestrichelt dargestellt), kann die Lenkwirkung der eingeschlagenen Vorderräder unterstützt werden.

Um die Wirkweise der Betriebsstrategie bezüglich radindividueller Drehmomentverteilung im Zuge des Rad-Seiten-Lenkens zu prüfen, wird folgende Plausibilisierung durchgeführt. Das Fahrzeugkonzept mit radindividuell angetriebenem Antriebsstrang fährt geradeaus in der Ebene. Schrittweise wird das Soll-Giermoment M_z auf 10000 Nm erhöht. Der Wert 10000 Nm ist gewählt, da übliche elektrische Einzelradantriebe solch ein Giermoment am untersuchten Fahrzeugkonzept erzeugen können, ohne ihre Leistungsgrenze auszureizen. Eine auftretende Lenkwirkung wird durch den Lenkregler ausgeglichen. Anschließend werden die an den verschiedenen angetriebenen Rädern ankommenden Drehmomente untersucht und es wird geprüft, ob das gewünschte Giermoment am Fahrzeug umgesetzt ist (siehe Abbildung 8.16) [42]. In Abbildung 8.16 sind die tatsächlich umgesetzten Drehmomente an der ersten Hinterachse (RA1R, RA1L) und an der zweiten Hinterachse (RA2R, RA2L) abgebildet. Bis 14 Sekunden erreicht sind, wird kein Soll-Giermoment angefordert. Ab diesem Zeitpunkt wird das Soll-Giermoment schrittweise

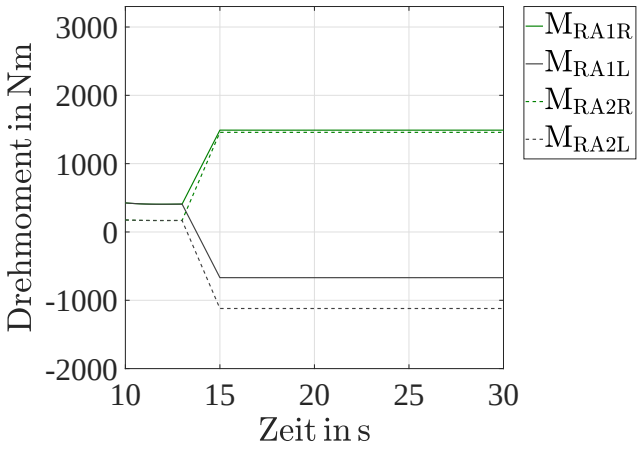

Abbildung 8.16 – Wirkanalyse der Betriebsstrategie bezüglich Giermoment-Umsetzung nach [42]

bis auf 10000 Nm erhöht. Dies ist an den tatsächlichen Drehmomenten an den Rädern erkennbar. Das Drehmoment an den Rädern der rechten Fahrzeugseite steigt, während die Räder an der linken Fahrzeugseite bremsend wirken. Unter der Verwendung von Gleichung 6.39 aus Unterabschnitt 6.3 kann über die tatsächlich an den Rädern umgesetzten Drehmomente auf das tatsächlich am Fahrzeug erzeugte Giermoment geschlossen werden (siehe Abbildung 8.17). In Abbildung 8.17 sind das Soll-Giermoment und das tatsächlich

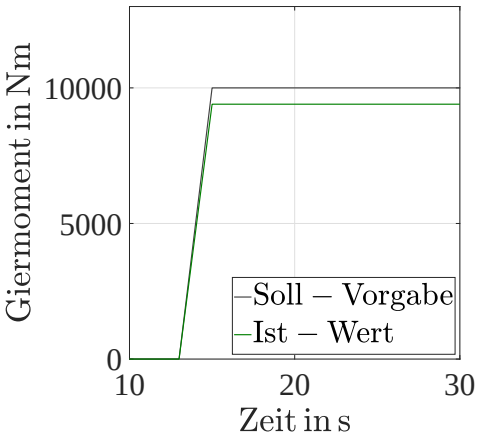

Abbildung 8.17 – Giermoment um die Fahrzeughochachse – Vergleich Soll- und Ist-Wert nach [42]

am Fahrzeug umgesetzte Giermoment abgebildet. Bis 14 Sekunden sind beide Signale bei 0 Nm. Anschließend steigt das Soll-Giermoment (Soll - Vorgabe), bis es nach 15 Sekunden den Zielwert von 10000 Nm erreicht hat. Das tatsächlich am Fahrzeug umgesetzte Giermoment (Ist - Wert) pendelt sich beim Maximalwert von 9400 Nm ein. Diese

Abweichung ist u. a. darauf zurückzuführen, dass in der verwendeten Betriebsstrategie das Ziel der Gleichverteilung der Stellglieder implementiert ist. Dieses Ziel ist in der simulierten Plausibilisierung zwar niedrig priorisiert, nimmt aber dennoch genug Einfluss, um die dargestellte Abweichung zu erzeugen. Da die Abweichung nur sechs Prozent beträgt, wird die Plausibilisierung der Wirkweise der Betriebsstrategie als abgeschlossen und erfolgreich betrachtet. Die Betriebsstrategie ermöglicht das gezielte Aufbringen eines Soll-Giermoments auf das radindividuell angetriebene Fahrzeugkonzept.

Das konventionelle Fahrzeug mit mechanischem Antriebsstrang und offenen Differentialen dient als Referenzfahrzeug. Die Modellierung der Antriebskomponente, also des Verbrennungsmotors, ist nicht berücksichtigt. Die Drehmomentverteilung verläuft nach den Gesetzmäßigkeiten des mechanischen Antriebsstrangs.

Um das Potenzial beim Rad-Seiten-Lenken zu beschreiben, werden sowohl das konventionelle Fahrzeug als auch das Fahrzeugkonzept mit radindividuellem Antrieb in der ebenen Kreisfahrt analysiert. Gewählt wurde dazu das Szenario 1 aus Tabelle 5.3, dem eine Ebene ohne Längs- und Querneigung zugrunde liegt. Der Reibwertkoeffizient ist mit $\mu = 0{,}8$ gewählt. Dieser hohe Reibwertkoeffizient ist gewählt, um das Potential des Rad-Seiten-Lenkens bei hohen Kraftschlusspotenzialen zwischen Reifen und Untergrund zu untersuchen. Nach kurzer Geradeausfahrt, in der bei beiden Fahrzeugkonzepten die gleiche Geschwindigkeit erreicht wird, lenken die Fahrzeuge schrittweise die Vorderräder ein, bis der Lenkeinschlag ausgereizt ist. Das radindividuelle Fahrzeugkonzept erzeugt im Zuge radindividueller Drehmomentverteilung zusätzlich ein Giermoment von 8600 Nm. Im Weiteren fahren die Fahrzeuge bei beiden Konzepten jeweils in einer Kreisbahn. Beide Fahrzeuge fahren dabei den jeweils minimalen Wendekreis ab. In Abbildung 8.18 sind die Bahnkurven der beiden Fahrzeugen aus der Vogelperspektive dargestellt. Es

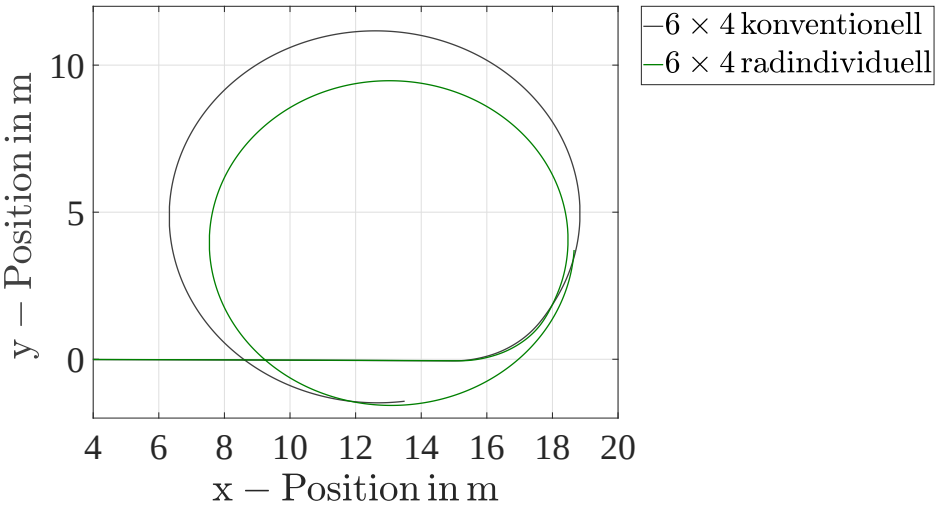

Abbildung 8.18 – Vergleich der minimalen Wendekreis Trajektorien nach [42]

zeigt sich, dass das konventionelle Fahrzeug (6 x $4_{\text{konventionell}}$) mit voll eingeschlagenem

Radlenkwinkel einen Wendkreis von 12,6 m benötigt. Das radindividuell angetriebene Fahrzeug (6 x $4_{\text{radindividuell}}$) mit voll eingeschlagenem Lenkwinkel und zusätzlichem Rad-Seiten-Lenken erreicht einen minimalen Wendekreis von 11,0 m. Somit ist unter den gewählten Randbedingungen (Reibwert) eine Reduzierung des Wendekreises um ca. 13 % im Zuge der radindividuellen Drehmomentverteilung möglich. Die Schlupfwerte an den angetriebenen Achsen (lateral, longitudinal, kombiniert) bleiben hierzu im vertretbaren Rahmen.

9 Zusammenfassung und Ausblick

9.1 Zusammenfassung

Aufgrund von signifikanten Trends, wie sich ändernden Kundenwünschen oder strikteren Gesetzgebungen, werden die Elektrifizierung und Automatisierung von Nutzfahrzeugen immer wichtiger. Für Traktionsfahrzeuge sind durch Elektrifizierung und Automatisierung positive Effekte u.a. hinsichtlich Steigfähigkeit und Traktionsverhalten im Generellen erwartbar. Diese Arbeit adressiert die virtuelle Konzeptionierung von Traktionsfahrzeugen sowie deren Regelstrategien.

Durch eine in der Arbeit beschriebene virtuelle Entwicklungsumgebung (Simulationsmethodik) (siehe Kapitel 5) wird es ermöglicht, beliebige Antriebsstrangkonzepte vollumfänglich zu untersuchen und deren Leistungsfähigkeit zu beurteilen. Nach physikalischen Grundlagen sind Komponenten wie Antriebseinheiten (Verbrennungsmotor, elektrische Maschine), Fahrdynamikmodelle (Mehrkörpermodell der Fahrzeugkonzepte), Fahrdynamikregelsysteme oder Betriebsstrategien modelliert. Die Umgebung ist modular aufgebaut und ermöglicht es so, einzelne Komponenten auszutauschen oder in Berechnungen auszuklammern. Einzelne Komponenten können weiterentwickelt und am Gesamtfahrzeug untersucht werden. Ebenso können auf diese Weise verschiedenste Fahrzeugkonzepte untersucht und bewertet werden (verschiedene Antriebsarten, Radformeln usw.). Um die einzelnen modularen Komponenten zu simulieren, werden unterschiedliche Software-Tools angewandt, welche über Kopplungsmethoden verbunden sind.

Einen wichtigen Teil der Entwicklungsumgebung stellt die Betriebsstrategie dar, die ebenfalls modular aufgebaut ist. Kern der Betriebsstrategie ist eine variable, bedarfsgerechte sowie automatisierte Ansteuerung unterschiedlicher Achsen und Räder (variable Drehmomentverteilung), die unabhängig vom untersuchten Antriebskonzept funktioniert. Hierfür sei auf Kapitel 6 verwiesen. Die Simulationsmethodik ermöglicht es ebenso, Betriebsstrategien zu validieren und auf die Einbindung in reale Fahrzeuge vorzubereiten. Die Demonstration der Wirksamkeit der Regelstrategie wird anhand von zwei Fahrzeugkonzepten untersucht worden.

Die Kriterien, nach denen zwei Nutzfahrzeugkonzepte, die in dieser Arbeit untersucht sind, gewählt werden (siehe Kapitel 4), beinhalten zum einen die Sicherstellung der im Traktionsbereich zu erwartenden Traktionsaufgaben sowie den Automatisierungsgrad des Antriebsstrangs. Zum anderen sind auch Themen des Energiemanagements sowie die Möglichkeit der emissionsfreien Fahrt berücksichtigt. So kann sichergestellt werden, dass die untersuchten Fahrzeugkonzepte im zukünftigen Nutzfahrzeugmarkt Kundenre-

sonanz erzeugen. Bei den Konzepten handelt es sich zum einen um ein radindividuell betriebenes, rein elektrisches Nutzfahrzeug mit der Radformel 6 x 6. Für die Betriebsstrategie des Fahrzeuges wird ein zentraler, integrierter Ansatz gewählt, wie es bei akademischen Forschungskonzepten der Stand der Technik ist. Das zweite Konzept bezieht sich auf ein hybrides, achsgeteiltes Fahrzeug mit der Radformel 6 x 4. Hierbei wird für die Betriebsstrategie ein hierarchischer Supervisory-Ansatz gewählt. Dieser Regelansatz ist seriennah.

Dieses seriennahe Fahrzeugkonzept wird im Zuge der Arbeit real als Demonstratorfahrzeug aufgebaut. Entsprechend ist hier neben der Entwicklung der Betriebsstrategie hin zur Fahrzeugtauglichkeit auch die Einbindung der Regelungsstruktur in die Steuergerätarchitektur des Fahrzeuges umgesetzt. Ebenso ist die Echtzeitfähigkeit der Regelungsstrategie nachgewiesen. Diese Punkte finden in Kapitel 7 ihren Platz. Die Überlegenheit der Regelstrategie gegenüber vergleichbaren konventionellen Antrieben ist durch die virtuelle Potenzialanalyse der Fahrzeugkonzepte (siehe Kapitel 8) demonstriert. Diese Analyse beschäftigt sich vorwiegend mit dem Traktionsverhalten der Konzepte und vergleicht sie mit konventionellen Referenzfahrzeugen. Hierbei werden im Wesentlichen die Steigfähigkeit sowie die Manövrierbarkeit der Fahrzeuge untersucht. Auch wird der Grad der Automatisierung betrachtet. Des Weiteren wird untersucht, ob aktuell auf dem Nutzfahrzeugmarkt zu findende elektrische Antriebsstrang-Komponenten zum Aufbau der beschriebenen neuen Antriebsstrang-Konzepte taugen. Abschließend werden in Kapitel 8 die Möglichkeiten der Lenkunterstützung durch gezielte Drehmomentverteilung (Rad-Seiten-Lenken) betrachtet.

Die Kernergebnisse der Arbeit sind nachfolgend erläutert. Der Aufbau der modularen Simulationsmethodik ermöglicht die umfängliche Abbildung von Traktionsfahrzeugen. Die Methodik ermöglicht es, Fahrzeugkonzepte für Traktionsfahrzeuge zu untersuchen und ihr Potenzial zu beschreiben. Des Weiteren ermöglicht die Methodik, einzelne Komponenten (bspw. Antriebskomponenten) zu entwickeln und virtuell am Gesamtfahrzeug zu untersuchen. Ein wichtiger Bestandteil der Methodik ist eine modular aufgebaute Betriebsstrategie, welche die variable, bedarfsgerechte Ansteuerung einzelner Antriebskomponenten (variable Drehmomentverteilung) ermöglicht. Die Modularität der Betriebsstrategie ermöglicht es, diese auf unterschiedlichste Konzepte anzupassen. Diese findet zum einen bei Potenzialanalysen für einzelne Fahrzeugkonzepte Verwendung. Des Weiteren ist die Betriebsstrategie, u. a. aufgrund ihrer Echtzeitfähigkeit, für die Einbettung in reale Fahrzeuge vorbereitet. Die Arbeit beschreibt die Einbindung der Betriebsstrategie in die Steuergerätearchitektur eines hybriden Demonstratorfahrzeuges mit der Radformel 6 x 4, wodurch ihre Leistungsfähigkeit in realen Fahrzeugen nachgewiesen werden kann. Die Potenzialanalyse beschreibt den Vergleich der beiden neuen Antriebskonzepte mit den zugehörigen konventionellen Referenzfahrzeugen. Hierbei zeigt sich, dass die gewählten Fahrzeugkonzepte mit bedarfsgerechter, variabler Ansteuerung den konventionellen Konzepten dahingehend überlegen sind, dass sie hohe Steigfähigkeit und gute Manövrierbarkeit kombinieren. So kann die gute Manövrierbarkeit konventioneller Antriebsstränge mit offenen Differentialen genauso wie die Steigfähigkeit von

konventionellen Antriebssträngen mit geschlossenen Differentialen erreicht werden. Die neuen Konzepte überbieten hierbei die Leistungsfähigkeit konventioneller Antriebsstränge. Diese Ergebnisse werden zusätzlich durch einen vollautomatisierten Antriebsstrang, also ohne Fahrereinwirkung erreicht. Somit stellen diese Fahrzeugkonzepte auch einen Schritt zur Entwicklung in Richtung autonomes Fahren dar. Zusätzlich zeigt sich in der virtuellen Untersuchung neuer Fahrzeugkonzepte, dass der minimale Wendekreis durch bedarfsgerechte Ansteuerung von Antriebskomponenten am Fahrzeug durch sogenanntes Rad-Seiten-Lenken signifikant minimiert werden kann.

9.2 Ausblick

Die Betriebsstrategie zur variablen Drehmomentverteilung des zentralen, integriert geregelten Antriebskonzepts bietet bezüglich der radindividuellen Einstellung des optimalen Schlupfes Verbesserungspotential, das ausgeschöpft werden kann. Da die Betriebsstrategie die Beeinflussung des Giermoments (Drehmoment um die Fahrzeughochachse) des Fahrzeuges zulässt, ist die Erweiterung des Regelungssystems hin zu einer aktiven Regelung der Gierrate als ein weiterer Ausblick zu nennen.

Ferner besteht ein weiteres zukünftiges Ziel in der Erweiterung der Betriebsstrategie dieser Konzepte für den Onroad-Bereich. Im Onroad-Bereich liegt der Fokus auf einer Optimierung der Verbrauchs- und Emissionsbilanz des Fahrzeuges. Dies erweitert die Betriebsstrategie hin zu einer gesamtheitlichen Strategie, sowohl für den Onroad als auch für den Offroad-Bereich von Traktionsfahrzeugen. Die Erweiterung der Simulationsmethodik dahingehend, auch Onroad-Fahrzyklen effizient untersuchen zu können, unterstützt die Entwicklung solcher Onroad-Betriebsstrategien und eröffnet weitreichende Perspektiven.

Die ausführliche Validierung der virtuellen Entwicklungsumgebung ist als weiterer Ausblick zu betrachten. Hierbei können zum einen die einzelnen Komponenten und zum anderen das Verhalten des Gesamtsystems geprüft und verbessert werden.

Abbildungsverzeichnis

1.1 Komponenten der Gesamtfahrzeugsimulation 5

2.1 Ausschnitt der Radformel-Bezeichnung nach [61] 7
2.2 Skizze eines achsgeteilten Hybridfahrzeuges mit Zugkraftpfeilen 8
2.3 Übersicht des mechanischen Antriebsstranges mit Radformel 6x6 9
2.4 Schematisches Aussehen einer hydraulisch angetrieben Vorderachse . . . 11
2.5 Elektrische Achsen mit radindividuellen Antrieben 13
2.6 Elektrische Achse mit zentralmotorischem Antrieb 14
2.7 Stufen des automatisierten Fahrens nach [20] 16
2.8 Traktionsregelung der Automatischen Schlupfregelung nach [39] 20
2.9 ESC Eingriff bei kritischen Fahrzuständen in Anlehnung an [61] 22
2.10 Lenkunterstützung durch das gezielte Bremsen einzelner Räder in Anlehnung an [61] 23
2.11 CAN-Vernetzung der MAN Trucknology Generation in Anlehnung an [61] 24
2.12 Das V-Modell – Eine Entwicklungsmethodik für mechatronische Systeme in Anlehnung an [22] 26

3.1 Elemente klassischer Mehrkörpersysteme nach [41] 30
3.2 Koordinatensystem für Fahrzeuge nach ISO 8855 in Anlehnung an [61] . 31
3.3 Fahrzeugschema mit Radformel 6 x 6 33
3.4 Fahrwiderstände an einem Lkw in der schiefen Ebene 34
3.5 Kammscher Kreis in Anlehnung an [77] 37
3.6 Skizze des Laufzeugs eines Turboladers in Anlehnung an [48] 39
3.7 Draufsicht des mechanischen Antriebsstrangs 41
3.8 Schematischer Aufbau einer Asynchronmaschine nach [84] 45
3.9 Kurzschluss-Käfig einer Asynchronmaschine in Anlehnung an [84] 46
3.10 Elektrischer Leiter im homogenen Magnetfeld in Anlehnung an [84] . . . 47
3.11 Wirkungsform eines Umrichters in Anlehnung an [43] 51
3.12 Brückenschaltung eines Umrichters mit Pulsweitenmodulation 52
3.13 Bildung der Wechselspannung durch Pulsweitenmodulation (idealisierte Darstellung) 52
3.14 Dezentrale und heterarchische Regelung 53
3.15 Supervisory Regelung 54
3.16 Zentrale Regelung 54
3.17 Einordnung der unterschiedlichen Regelungsarten 55

3.18 Skizzenhafte Darstellung eines Optimierungsproblems 56
3.19 Darstellung einer (nicht) konvexen Menge nach [24] 57
3.20 Darstellung einer konvexen Funktion in Anlehnung an [24] 57
3.21 Geometrische Darstellung des Newton-Verfahrens 58
3.22 Beispielskizze eines überaktuierten Systems 59
3.23 Schaubild von Regelungsstruktur und überaktuiertem System in Anlehnung an [47] 60

4.1 Berechnung der Total Costs of Ownership (TCO) in Anlehnung an [3] . . 68
4.2 Hybrides Antriebskonzept mit konventionell und elektrisch angetriebener Achse 69
4.3 Antriebskonzept mit elektrischen Einzelradantrieben 70

5.1 Simulationsmethodik des Gesamtfahrzeuges 72
5.2 Mehrkörper-Grundmodell 75
5.3 Bild des Rahmens mit drei starren Körpern 75
5.4 Mehrkörpermodell der Vorderachse 76
5.5 Mehrkörpermodell der ersten Hinterachse 76
5.6 MAN Baustellenkipper 3-achsig 78
5.7 Radindividueller Antrieb des Mehrkörperfahrzeugmodells 79
5.8 Sattelzugmaschine mit Kippmulde 81
5.9 Hybrider Antrieb des Mehrkörperfahrzeugmodells 81
5.10 Vereinfachtes Schema der Modellbildung für einen Verbrennungsmotor in *Matlab/Simulink* 85
5.11 100 Prozent - Lastsprung bei konstanter Drehzahl 86
5.12 Mechanischer Antriebsstrang in der Mehrkörpersimulation 87
5.13 Skizze des Verteilergetriebes 88
5.14 Übersicht – Modell der elektrischen Antriebseinheit 90
5.15 Feldorientierte Regelung der Asynchronmaschine 91
5.16 Modellbildung in *Matlab/Simulink* nach [52] 92
5.17 Szenario 2 – Kurvenfahrt mit stetig zunehmender Steigung (aufgezogene Spirale) 94
5.18 Schema des Längsreglers nach [14] 95
5.19 Wechselwirkung der Antriebs-Schlupf-Regelung mit dem Gesamtfahrzeug 99
5.20 Visualisierung des ASR-Modells 99

6.1 Faktor K_{NL} 111
6.2 Gewichtungsfaktor $W^{ri}_{v,TK,i}$ – abhängig von Fahrzeuggeschwindigkeit und Faktor $K_{NL,i}$ 112
6.3 Darstellung der Kraftschlusspotentialbestimmung an der konventionellen Achse sowie die Einbettung der Betriebsstrategie in das gesamte Regelungskonzept 113

6.4 Darstellung der Kraftschlusspotentialbestimmung an der elektrischen Achse sowie die Einbettung der Betriebsstrategie in das gesamte Regelungskonzept . . . 115
6.5 Umsetzung des Rad-Seiten-Lenkens - Skizze . . . 116

7.1 Schema der Steuergeräte-Architektur des Demonstratorfahrzeugs . . . 118
7.2 Anwendung des erweiterten V-Modells an die Aufgaben dieser Arbeit . . . 119
7.3 Schema der gesamten Funktionslandschaft . . . 120
7.4 Drehmomentmanagement und Sicherheitskontrolle . . . 122
7.5 Validierung mit virtuellem Steuergerät . . . 124
7.6 Steuergerätearchitektur des Demonstratorfahrzeuges . . . 125
7.7 Darstellung von weicher und harter Echtzeit . . . 126
7.8 Echtzeit-Testumgebung (MicroAuotbox II) nach [51] . . . 128
7.9 Test der Funktionslandschaft am konventionellen Antriebsstrang . . . 129
7.10 Test der Funktionslandschaft – Betriebsmodus 1: konventionelles Fahren nach [42] . . . 130
7.11 Test der Funktionslandschaft – Betriebsmodus 4: variable Drehmomentverteilung nach [42] . . . 130

8.1 Fahrzeugmodell in der Kurvenfahrt mit stetig zunehmender Steigung . . . 134
8.2 Soll- und Ist-Geschwindigkeit der Fahrzeugkonzepte . . . 134
8.3 Erreichte Steigungswerte bei den einzelnen Fahrzeugkonzepten . . . 135
8.4 Kombinierter Schlupf – gemittelter Wert aller Räder . . . 136
8.5 Schlupfwerte des vorderen rechten Rades – konventionelles Fahrzeugkonzept mit gesperrten Differentialen . . . 137
8.6 Gemittelter Radlenkwinkel der verschiedenen Fahrzeugkonzepte . . . 137
8.7 Bahnkurven der drei Fahrzeugkonzepte aus der Vogelperspektive . . . 138
8.8 Darstellung der Drehmomente pro Rad bei allen Fahrzeugkonzepten . . . 139
8.9 Schlupfwerte des rad-individuell angetriebenen Konzepts . . . 141
8.10 Soll- und Ist-Geschwindigkeit bei den Fahrzeugkonzepten . . . 144
8.11 Erreichte Steigungswerte der einzelnen Fahrzeugkonzepte . . . 144
8.12 Schlupf – gemittelter Wert aller Räder . . . 145
8.13 Gemittelter Radlenkwinkel der verschiedenen Fahrzeugkonzepte . . . 147
8.14 Position der drei Fahrzeugkonzepte aus der Vogelperspektive . . . 148
8.15 Zugmaschine 6 x 4 – Rad-Seiten-Lenken . . . 149
8.16 Wirkanalyse der Betriebsstrategie bezüglich Giermoment-Umsetzung nach [42] . . . 150
8.17 Giermoment um die Fahrzeughochachse – Vergleich Soll- und Ist-Wert nach [42] . . . 150
8.18 Vergleich der minimalen Wendekreis Trajektorien nach [42] . . . 151

Tabellenverzeichnis

3.1 Entwurfsparameter für Wirtschaftswege nach [7] 64
3.2 Haftreibungszahl μ_H auf verschiedenen Untergründen nach [55] 65

5.1 Basisinformationen des dreiachsigen Baustellenkippers (voll beladen) . . 80
5.2 Basisinformationen der Sattelzugmaschine mit Auflieger (voll beladen) . . 83
5.3 Überblick des Szenarien-Portfolios 93

7.1 Ergebnis der Ermittlung des Echtzeitverhaltens nach [28] 128

Literaturverzeichnis

[1] D. Abel und A. Bollig. *Rapid control prototyping*. Springer Verlag, 2006.

[2] J. Adolf u. a. *Energy of the future?: Sustainable mobility through fuel cells and H2; Shell hydrogen study*. 2017.

[3] T. Anstötz, C. Haupt, T. Ille und C. Intra. »Längsdynamiksimulation zur Effizienzsteigerung von Nutzfahrzeugen«. In: *ATZ-Automobiltechnische Zeitschrift* 119.11 (2017), S. 16–21.

[4] W. Appel u. a. *Nutzfahrzeugtechnik: Grundlagen, Systeme, Komponenten. 7., überarb. u. erw.* Springer Verlag, 2013.

[5] BPW Bergische Achsen. *eTransport Elektrisch, Leise und Emissionsfrei*. 2020 (aufgerufen am 11.06.2020). URL: https://www.bpw-etransport.de/de/produkt-detail/elektrische-antriebsachse-18-26-t.

[6] F. Bauer. »Entwicklung einer Echtzeitumgebung für Fahrzeugregelfunktionen von schweren Nutzfahrzeugen am Beispiel des Elektronischen Bremssystems«. Diss. Universitätsbibliothek der Universität der Bundeswehr München, 2016.

[7] N. Bäuml u. a. *DWA-Regelwerk Arbeitsblatt DWA-A 904-1 Richtlinien für den ländlichen Wegebau (RLW)*. DWA Deutsche Vereinigung für Wasserwirtschaft, Abwasser und Abfall e.V., 2016.

[8] C. Beidl, M. Schmitt, M. Kluin und B. Lenzen. »Potenziale hybridisierter Nutzfahrzeuge«. In: *MTZ-Motortechnische Zeitschrift* 72.6 (2011), S. 432–437.

[9] Benjamin Auerbach. *Volvo Trucks erprobt Hybridantrieb für Lkw*. Hrsg. von Volvo Trucks. 2017 (aufgerufen am 03.12.2020). URL: https://www.springerprofessional.de/schwere-lkw/plug-in-hybrid/volvo-trucks-erprobt-hybridantrieb-fuer-lkw/12101690.

[10] A. Binder und T. Knopik. »Elektromotorische Antriebe für Hybrid-und Elektrofahrzeuge«. In: *VDI Wissensforum „Hybrid-und Elektroantriebe für Kraftfahrzeuge* 22 (2009), S. 23.

[11] A. Böge und W. Böge. *Technische Mechanik: Statik–Reibung–Dynamik–Festigkeitslehre–Fluidmechanik*. Springer Verlag, 2019.

[12] E. Bolte. *Elektrische Maschinen: Grundlagen Magnetfelder, Wicklungen, Asynchronmaschinen, Synchronmaschinen, Elektronisch kommutierte Gleichstrommaschinen*. Springer Verlag, 2012.

[13] S. Boyd und L. Vandenberghe. *Convex optimization*. Cambridge university press, 2004.

[14] F. Breuer. »Regelung und Betriebsstrategie von verteilten Antriebssträngen in Fahrzeugmodellen«. Masterarbeit. Hochschule für Angewandte Wissenschaften München, 2019.

[15] Bryant Walker Smith. *SAE Levels of Driving Automation*. 2013 (aufgerufen am 17.12.2013). URL: https://www.sae.org/news/press-room/2018/12/sae-international-releases-updated-visual-chart-for-its-%E2%80%9Clevels-of-driving-automation%E2%80%9D-standard-for-self-driving-vehicles.

[16] A. Cacilo u. a. »Hochautomatisiertes Fahren auf Autobahnen–industriepolitische Schlussfolgerungen, Dienstleistungsprojekt 15/14, Studie im Auftrag des Bundesministeriums für Wirtschaft und Energie (BMWi)«. In: *Fraunhofer-Institut für Arbeitswirtschaft und Organisation IAO* (2016).

[17] C. Dröge u. a. *DWA-Regelwerk Arbeitsblatt DWA-A 904 Richtlinien für den ländlichen Wegebau*. DWA Deutsche Vereinigung für Wasserwirtschaft, Abwasser und Abfall e.V., 2005.

[18] M. Ersoy und S. Gies. *Fahrwerkhandbuch: Grundlagen–Fahrdynamik–Fahrverhalten–Komponenten–Elektronische Systeme–Fahrerassistenz–Autonomes Fahren–Perspektiven*. Springer Verlag, 2017.

[19] D. Estep. *Angewandte Analysis in einer Unbekannten*. Springer Verlag, 2006.

[20] Forschungs-Informations-System für Mobilität und Verkehr (FIS). *SAE International Releases Updated Visual Chart for Its "Levels of Driving Automation" Standard for Self-Driving Vehicles*. 2017 (aufgerufen am 17.08.2020). URL: https://www.forschungsinformationssystem.de/servlet/is/471276/.

[21] T. M. Gasser u. a. »Rechtsfolgen zunehmender Fahrzeugautomatisierung«. In: *Berichte der Bundesanstalt für Straßenwesen. Unterreihe Fahrzeugtechnik* 83 (2012).

[22] J. Gausemeier und S. Moehringer. »VDI 2206-A new guideline for the design of mechatronic systems«. In: *IFAC Proceedings Volumes* 35.2 (2002), S. 785–790.

[23] M. Geimer, T. Krüger und P. Linsel. »Co-simulation, gekoppelte simulation oder simulatorkopplung«. In: *O + P Zeitschrift für Fluidtechnik* 50.11-12 (2006), S. 572–576.

[24] M. Gerdts. *Optimierung. Universität der Bundeswehr München Wintertrimester 2020. Vorläufige Version: 7. Januar 2020. Skript zur Vorlesung. Universität der Bundeswehr München*. 2020 (aufgerufen am 18.12.2020). URL: https://www.unibw.de/ingmathe/teaching/optimierung_me_bsc.

[25] A. Gienger, K.-U. Henning und O. Sawodny. »Feed-forward lateral dynamics control of over-actuated vehicles considering actuator dynamics«. In: *2017 IEEE Conference on Control Technology and Applications (CCTA)*. IEEE. 2017, S. 566–571.

[26] M. Gipser und G. Hoffmann. »FTire–Flexible Structure Tire Model, Modelization and Parameter Specification«. In: *Cosin Scientific Software, München* (2017).

[27] T. Gordon, M. Howell und F. Brandao. »Integrated control methodologies for road vehicles«. In: *Vehicle System Dynamics* 40.1-3 (2003), S. 157–190.

[28] Z. Göschl. »Untersuchung einer neuen Betriebsstrategie zum Einsatz in einem Traktionsfahrzeug«. Masterarbeit. Hochschule für Angewandte Wissenschaften München, 2019.

[29] K. Graichen. *Methoden der Optimierung und optimalen Steuerung. Wintersemester 2012/2013. Skript zur Vorlesung*. Universität Ulm, 2013.

[30] M. Greger. »Auswirkungen einer variablen Momentenverteilung auf die Fahrdynamik«. Diss. Technische Universität München, 2006.

[31] P. Gritzmann. *Grundlagen der Mathematischen Optimierung: Diskrete Strukturen, Komplexitätstheorie, Konvexitätstheorie, Lineare Optimierung, Simplex-Algorithmus, Dualität*. Springer Verlag, 2013.

[32] A. Grossl, W. Krojer, H. Wendl und F. Bitzer. »Portalachse AVE 130 für elektrische Stadtbusse«. In: *ATZ-Automobiltechnische Zeitschrift* 117.12 (2015), S. 10–17.

[33] F. C. Günther. »Beitrag zur Co-Simulation in der Gesamtsystementwicklung des Kraftfahrzeugs«. Diss. Technische Universität München, 2017.

[34] K.-L. Haken. *Grundlagen der Kraftfahrzeugtechnik*. Carl Hanser Verlag, 2015.

[35] H. Harbrecht. *Nichtlineare Optimierung. Skript zur Vorlesung im Frühjahrsemester 2011. Stand: 25. Mai 2011. Skript zur Vorlesung. Universität Basel*. 2011 (aufgerufen am 18.12.2020). URL: https://cm.dmi.unibas.ch/teaching/optimierung/skript.pdf.

[36] O. Härkegard. *Quadratic Programming Control Allocation Toolbox for Matlab*. 2004 (aufgerufen am 28.02.2019). URL: http://research.harkegard.se/qcat/index.html.

[37] O. Härkegård. »Resolving actuator redundancy—control allocation vs. linear quadratic control«. In: *2003 European Control Conference (ECC)*. IEEE. 2003, S. 1826–1831.

[38] M. Heizenröther. »Das Stirnraddifferenzial mit Innenverzahnung im Vergleich zum Kegelraddifferenzial inklusive einer Sperrwertanalyse«. Diss. Technische Universität München, 2005.

[39] W. Hermann, H. Stephan, L. Felix und S. Christina. *Handbuch Fahrerassistenzsysteme*. Springer Verlag, 2015.

[40] M. Hilgers. *Getriebe und Antriebsstrangauslegung*. Springer Vieweg, 2016.

[41] G. Hippmann. »Modellierung von Kontakten komplex geformter Körper in der Mehrkörperdynamik«. Diss. Technische Universität Wien, 2004.

[42] C. Hofer. »Entwicklung und Absicherung einer Funktionslandschaft für die Betriebsstrategie eines hybriden Offroad-Versuchsfahrzeugs«. Masterarbeit. Hochschule für Angewandte Wissenschaften Hamburg, 2020.

[43] P. Hofmann. *Hybridfahrzeuge: ein alternatives Antriebssystem für die Zukunft*. Springer Verlag, 2014.

[44] A. Hülsmann. »Methodenentwicklung zur virtuellen Auslegung von Lastwechselphänomenen in Pkw«. Diss. Technische Universität München, 2007.

[45] R. Isermann. *Fahrdynamik-Regelung: Modellbildung, Fahrerassistenzsysteme, Mechatronik*. Springer Verlag, 2006.

[46] R. Isermann. *Mechatronische Systeme: Grundlagen*. Springer Verlag, 2007.

[47] T. A. Johansen und T. I. Fossen. »Control allocation—A survey«. In: *Automatica* 49.5 (2013), S. 1087–1103.

[48] J.-A. Kessel. »Modellbildung von Abgasturboladern mit variabler Turbinengeometrie an schnellaufenden Dieselmotoren«. Diss. Technische Universität Darmstadt, 2004.

[49] B. Knauder, D. Savitski, J. Theunissen und L. De Novellis. »Elektrisches Torque Vectoring für Elektrofahrzeuge«. In: *ATZelektronik* 9.4 (2014), S. 70–75.

[50] J. Kneissl, A. Lion, F. Breuer, P. Wagner und T. Ille. »Study on the traction potential and manoeuvrability of wheel-individually driven commercial vehicle concepts«. In: *Vehicle System Dynamics - International Journal of Vehicle Mechanics and Mobility* 14.4 (2020), S. 1–20.

[51] J. Kneissl, A. Lion, Z. Goeschl und P. Wagner. »Simulation-Based Development and Analysis of an Innovative 6x4 Traction Vehicle«. In: *9th Commercial Vehicle Workshop Graz* 9, to be published (voraussichtlich 2022).

[52] J. Kneissl, A. Lion und P. Wagner. »Simulation methodology for the development of new power train concepts and operation strategies«. In: *Hybrid and Electric Vehicles 16th Symposium* 16.1 (2019), S. 123–137.

[53] J. Kneissl u. a. »Development of a Variable Torque Distribution for Fully Electric and Hybrid Heavy-duty Trucks based on a Modular Simulation Methodology«. In: *International Journal of Automotive Technology* 23.1 (2022), S. 13–29.

[54] J. Krueger, A. Pruckner und C. Knobel. »Control allocation for road vehicles-A system-independent approach for integrated vehicle dynamics control«. In: *Proc. Of 19th Aachener Kolloqium Fahrzeug-und Motorentechnik 2010* (2010), S. 1–13.

[55] H. Kuchling. *Taschenbuch der Physik*. Bd. 19. Carl Hanser Verlag, 2007.

[56] G. Lechner und H. Naunheimer. *Fahrzeuggetriebe: Grundlagen, Auswahl, Auslegung und Konstruktion*. Springer Verlag, 2007.

[57] J. Lehmann und T. Luschtinetz. *Wasserstoff und Brennstoffzellen: Unterwegs mit dem saubersten Kraftstoff*. Springer Verlag, 2014.

[58] J. Löffler. »Optimierungsverfahren zur adaptiven Steuerung von Fahrzeugantrieben«. Diss. Technische Universität Stuttgart, 2000.

[59] J. Lunze. *Regelungstechnik 1*. Bd. 9., überarb. Aufl. Springer, 2013.

[60] J. Lunze. *Regelungstechnik 2: Mehrgrößensysteme, Digitale Regelung*. Springer Verlag, 2010.

[61] MAN Truck and Bus AG. *Grundlagen der Nutzfahrzeugtechnik*. Bd. 4. LKW und Bus-Lehrbuch der MAN Academy, 2016.

[62] MAN Truck and Bus SE. *MAN HYDRODRIVE*. 2020 (aufgerufen am 26.05.2020). URL: https://www.mantruckandbus.com/de/unternehmen/glossar/man-hydrodrive.html.

[63] MAN Truck and Bus SE. *MAN Spurverlassenswarner (LDW) & MAN Spurrückführungsassistent (LRA)*. 2020 (aufgerufen am 03.12.2020). URL: https://www.man.eu/de/de/lkw/assistenzsysteme/spurhalteassistent/ldw-und-lra.html.

[64] F. Matthies. »Beitrag zur Modellbildung von Antriebsträngen für Fahrbarkeitsuntersuchungen«. Diss. Technische Universität Berlin, 2013.

[65] R. Mayr. *Regelungsstrategien für die automatische Fahrzeugführung: Längs-und Querregelung, Spurwechsel-und Überholmanöver*. Springer Verlag, 2001.

[66] Meritor Inc. *Meritor Blue Horizon*. 2018 (aufgerufen am 11.06.2020). URL: https://www.meritor.com/technology/.

[67] G. P. Merker, C. Schwarz und R. Teichmann. *Grundlagen Verbrennungsmotoren*. Springer Verlag, 2019.

[68] M. Mitschke und H. Wallentowitz. *Dynamik der Kraftfahrzeuge. 5., überarb. u. erg. Aufl. 2014 Auflage*. Springer Vieweg, 2014.

[69] J. Nocedal und S. Wright. *Numerical optimization*. Springer Science & Business Media, 2006.

[70] O. Willms. *Tragfähige Vielfalt*. 2020 (aufgerufen am 26.05.2020). URL: https://www.eurotransport.de/artikel/der-neue-mercedes-arocs-tragfaehige-vielfalt-6436572.html.

[71] T. Pampel. *Arbeitsbuch Mathematik für Wirtschaftswissenschaftler*. Springer Verlag, 2017.

[72] H. Parisch. *Festkörper-Kontinuumsmechanik*. Springer Verlag, 2003.

[73] S. Paul und R. Paul. *Grundlagen der Elektrotechnik und Elektronik 2: Elektromagnetische Felder und ihre Anwendungen*. Springer Verlag, 2019.

[74] C. Purdie. »Variantensimulation für Drehschwingungen in Nutzfahrzeugantriebssträngen«. Diss. Universitätsbibliothek der Universität der Bundeswehr München, 2020.

[75] Rat der Europäischen Union, Hrsg. *Schwere Nutzfahrzeuge: Ratsvorsitz und Parlament einigen sich auf erste europäische CO2-Emissionsreduktionsziele für Lkw*. 2019 (aufgerufen am 26.07.2019). URL: https://www.consilium.europa.eu/de/press/press-releases/2019/02/19/heavy-duty-vehicles-eu-presidency-agrees-with-parliament-on-europe-s-first-ever-co2-emission-reduction-targets/.

[76] M. Rau. »Koordination aktiver Fahrwerk-Regelsysteme zur Beeinflussung der Querdynamik mittels Verspannungslenkung«. Diss. Universität Stuttgart, 2007.

[77] P. Reinold. »Integrierte, selbstoptimierende Fahrdynamikregelung mit Einzelradaktorik«. Diss. Universität Paderborn, 2017.

[78] G. Rill. »TMeasy–A Handling Tire Model based on a three-dimensional slip approach«. In: *Proceedings of the XXIII International Symposium on Dynamic of Vehicles on Roads and on Tracks (IAVSD 2013). Quingdao, China*. 2013.

[79] T. Schiller, M. Maier und M. Büchle. *Global Truck Study 2016: The truck industry in transition*. Deloitte, 2017.

[80] R. Schmoll. »Co-Simulation und Solverkopplung: Analyse komplexer multiphysikalischer Systeme«. Diss. Universität Kassel, 2015.

[81] P. Scholz. *Softwareentwicklung eingebetteter Systeme: Grundlagen, Modellierung, Qualitätssicherung*. Springer Verlag, 2006.

[82] D. Schramm, B. Hesse, N. Maas und M. Unterreiner. *Fahrzeugtechnik: Technische Grundlagen aktueller und zukünftiger Kraftfahrzeuge*. De Gruyter Oldenburg, 2017.

[83] D. Schröder. *Elektrische Antriebe: Grundlagen*. Bd. 5. Springer Verlag, 2013.

[84] D. Schröder. *Elektrische Antriebe: Grundlagen*. Bd. 6. Springer Verlag, 2017.

[85] D. Schröder. *Elektrische Antriebe-Regelung von Antriebssystemen*. Bd. 2. Springer Verlag, 2009.

[86] U. Seiffert und G. P. Rainer. *Virtuelle Produktentstehung für Fahrzeug und Antrieb im KFZ: Prozesse, Komponenten, Beispiele aus der Praxis*. Springer Verlag, 2008.

[87] *Simpack Dokumentation. Handbuch.* Dassault Systems Simulia Corp., 2017.

[88] *TMeasy Documentation. Handbuch.* Rill G., 2015.

[89] The MathWorks Inc. *Clarke- und Park-Transformation.* 2020 (aufgerufen am 01.05.2020). URL: https://de.mathworks.com/solutions/power-electronics-control/clarke-and-park-transforms.html.

[90] The MathWorks Inc. *Generate C Code from Simulink Model.* 2021 (aufgerufen am 28.01.2021). URL: https://de.mathworks.com/help/dsp/ug/generate-c-code-from-simulink-model.html.

[91] E. Topcagic. »Entwicklung eines modularen MKS Gesamtfahrzeugmodells einer TGX-Sattelzugmaschine mit SIMPACK 9.5«. Masterarbeit. Hochschule für Angewandte Wissenschaften München, 2014.

[92] T. Trautmann. *Grundlagen der Fahrzeugmechatronik.* Springer Verlag, 2009.

[93] Verband der Automobilindstrie (VDA). *Spurhalteassistentzsysteme.* 2020 (aufgerufen am 18.08.2020). URL: https://www.vda.de/de/themen/sicherheit-und-standards/spurhalteassistenzsysteme/lane-keeping-assist-systems-lkas.html.

[94] Verband der Automobilindustrie. »„Automatisierung-Von Fahrerassistenzsystemen zum automatisierten Fahren,“« in: *VDA Magazin, Berlin* (2015).

[95] Volvo Truck Corporation. *ELECTROMOBILITY MADE EASY.* 2019 (aufgerufen am 31.10.2020). URL: https://brochures.volvotrucks.com/hq/product-guides/electromobility-en-en/?page=1.

[96] H. Wallentowitz und K. Reif. *Handbuch Kraftfahrzeugelektronik. 1.* Vieweg, 2006.

[97] D. Watzenig und M. Horn. *Automated driving: safer and more efficient future driving.* Springer Verlag, 2016.

[98] N. Weitendorf. »Direkte Rotorfluss- und Drehmomentregelung mit adaptiver Schalttabelle für industrielle Asynchronantriebe«. Diss. Technische Universität Berlin, 2010.

[99] U. Winkelhake. *Die digitale Transformation der Automobilindustrie: Treiber-Roadmap-Praxis.* Springer Verlag, 2017.

[100] C. Woernle. *Mehrkörpersysteme. 2., erw.* Springer Vieweg, 2016.

[101] T. Woopen. »Teilhybridisierter adaptiver Antriebsstrang für allradangetriebene Ackerschlepper«. In: *ATZoffhighway* 10.2 (2017), S. 8–13.

[102] H. Wu, G. Alberts, J. Hopper und B. Walton. *New market. New entrants. New challenges. Battery Electric Vehicles.* Deloitte LLP., 2019.

[103] D. Yang, M. Idegren und M. Jonasson. »Torque vectoring control for progressive cornering performance in AWD electric vehicles«. In: *Proceedings of AVEC.* 2018.

[104] Ziehl-Abegg Automotive GmbH und Co.KG. *ZAwheel*. 2017 (aufgerufen am 31.10.2020). URL: https://www.ziehl-abegg.com/dk/en/downloads/file/get/11464/.

[105] W. Zimmermann und R. Schmidgall. *Bussysteme in der Fahrzeugtechnik: Protokolle, Standards und Softwarearchitektur*. Springer Verlag, 2014.