



TECHNISCHE
UNIVERSITÄT
WIEN



DIPLOMARBEIT

Energieeffiziente Antriebsstrategie für Elektrofahrzeuge

ausgeführt zum Zwecke der Erlangung des akademischen Grades eines
Diplom-Ingenieurs
eingereicht an der Technischen Universität Wien
Fakultät für Maschinenwesen und Betriebswissenschaften

von

Daniel Klein, BSc

Matrikelnummer 01525772

unter der Leitung von

Univ. Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Johannes Edelmann

Dipl.-Ing. Philipp Mandl, BSc

Institut für Mechanik und Mechatronik

Wien, im Juni 2023

Eidesstattliche Erklärung

Ich habe zur Kenntnis genommen, dass ich zur Drucklegung meiner Arbeit unter der Bezeichnung Diplomarbeit nur mit Bewilligung der Prüfungskommission berechtigt bin. Ich erkläre weiters an Eides statt, dass ich meine Diplomarbeit nach den anerkannten Grundsätzen für wissenschaftliche Abhandlungen selbstständig ausgeführt habe und alle verwendeten Hilfsmittel, insbesondere die zugrunde gelegte Literatur, genannt habe. Weiters erkläre ich, dass ich dieses Diplomarbeitsthema bisher weder im In- noch Ausland (einer Beurteilerin/einem Beurteiler zur Begutachtung) in irgendeiner Form als Prüfungsarbeit vorgelegt habe und dass diese Arbeit mit der vom Begutachter beurteilten Arbeit übereinstimmt.

Wien, im Juni 2023

Daniel Klein, BSc

Kurzfassung

In dieser Diplomarbeit wird dargelegt, dass durch die optimale Drehmomentverteilung und die optimale Stellung der Lenkwinkel der Hinterräder die Effizienz eines überaktuierten Elektroautos mit vier Elektromotoren und radindividueller Allradlenkung während der unbeschleunigten und beschleunigten Geradeausfahrt sowie der stationären und beschleunigten Kurvenfahrt gesteigert werden kann. Dazu wird zuerst ein Simulationsmodell, das die Realität mit einer ausreichenden Genauigkeit abbildet, in *Simulink* implementiert. Im Anschluss werden damit die Energieverluste während der gewählten Fahrmanöver analysiert. Um die energieoptimalen Drehmomentverteilungen und Lenkwinkel der Vorder- bzw. Hinterräder für die einzelnen Fahrmanöver zu ermitteln, wird jeweils das Optimierungsproblem definiert und numerisch gelöst, wobei gefordert wird, dass sowohl die gefahrene Trajektorie als auch die Geschwindigkeit des Fahrzeugs ident zum Basisfahrzeug bleiben. In Simulationen werden die erreichbaren Verbrauchsreduktionen durch die optimale Verteilung des Gesamtantriebsmoments sowie der optimalen Wahl des Hinterachslenkwinkels demonstriert. Es wird gezeigt, dass bei der unbeschleunigten Geradeausfahrt die elektrischen Verluste der Inverter und Motoren überwiegen, und dass durch das Abschalten der Motoren einer Achse der Energieverbrauch des Fahrzeugs reduziert werden kann. Weiters wird gezeigt, dass die Effizienzsteigerung bei der beschleunigten Geradeausfahrt auf der Minimierung der Verlustleistungen aufgrund des longitudinalen Schlupfes der angetriebenen Räder beruht. Bei der konstanten Kreisfahrt kann durch das Aufbringen eines Giermoments die laterale Reifenkraft des kurvenäußeren Vorderrades reduziert und somit der Kurvenwiderstand minimiert werden, woraus die Reduktion des Energieverbrauchs resultiert. Bei der beschleunigten Kurvenfahrt trägt neben der Minimierung der notwendigen lateralen Reifenkraft des höchstbelasteten Reifens auch die Minimierung der Verlustleistungen aufgrund des longitudinalen Schlupfes der angetriebenen Räder zur Effizienzsteigerung bei. Damit die automatisierte Stellung der energieoptimalen Drehmomentverteilung und der energieoptimalen Hinterachslenkwinkel in einem realen Fahrzeug genutzt werden kann, wird dafür eine Steuerung entwickelt und ins Simulationsmodell implementiert. Auf einer 4,2 km langen Teststrecke wird mit Hilfe der Steuerung in Simulationen der Verbrauch an elektrischer Energie um 4,1 % reduziert.

Abstract

In this thesis the potential to increase the efficiency of an overactuated electric car with four electric motors and wheel-individual allwheel steering during unaccelerated and accelerated straight-ahead driving as well as during stationary and accelerated cornering is investigated. For this purpose, a simulation model that represents reality with sufficient accuracy is implemented in *Simulink* and then the energy losses during the selected driving manoeuvres are analysed. In order to determine the energyoptimal torque distributions and steering angles of the front and rear wheels for the individual driving manoeuvres, optimisation problems are defined and solved numerically. The optimisations also require, that both, the trajectory travelled and the speed of the vehicle, remain similar to the base vehicle. Simulations demonstrate the achievable reductions in electrical energy consumption through the optimal distribution of the total drive torque and the optimal selection of the rear axle steering angle. It is shown that the electrical losses of the inverters and motors predominate when driving straight ahead with constant velocity and that the energy consumption of the vehicle can be reduced by switching off the motors of one axle. Furthermore, it is shown that the increase in efficiency during accelerated straight-ahead driving is based on the minimisation of power losses due to longitudinal slip of the driven wheels. During steady state turning the lateral tyre force of the cornering outer front wheel can be reduced by applying a yaw moment and thus the cornering resistance can be minimised, resulting in a reduction of energy consumption. During accelerated cornering, in addition to minimising the necessary lateral tyre force of the most heavily loaded tyre, the minimisation of power losses due to longitudinal slip of the driven wheels also contributes to increased efficiency. A feedforward control is being developed for the usage in a prototyp vehicle. The feedforward control sets the energyoptimal torque distribution and the energyoptimal rear axle steering angle. On a defined test track, which is 4,2 km long, the feedforward control makes it possible to reduce the consumption of electrical energy by 4,1 %.

Vorwort

Die vorliegende Diplomarbeit entstand im Zuge des Projekts *EcoBEV* am Institut für Mechanik und Mechatronik der Technischen Universität Wien in Kooperation mit der *Stohl Group* GmbH.

An dieser Stelle möchte ich mich ganz besonders bei Herrn Univ. Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Johannes Edelmann und Herrn Ao. Univ. Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Manfred Plöchl sowohl für die sehr gute und unkomplizierte Betreuung als auch dafür, mein Interesse während der Lehrveranstaltungen des Masterstudiums für die Fahrzeugdynamik geweckt zu haben, bedanken.

Weiters möchte ich auch Herrn Dipl.-Ing. Philipp Mandl, BSc für seine Hilfsbereitschaft bei Fragen und Problemen sowie für seine Inputs und Ideen danken.

Großer Dank gilt auch meiner gesamten Familie, im Besonderen meinen Eltern, Konstanze und Christoph, wie auch meiner Freundin Katharina, die es mir ermöglichten, mich voll und ganz meinem Studium zu widmen und mich stets unterstützten.

Inhaltsverzeichnis

1	Einleitung	1
1.1	Motivation und Zielsetzung der Arbeit	1
1.2	Aufbau der Arbeit	2
2	Torque-Vectoring	3
3	Grundbegriffe der mathematischen Optimierung	6
4	Gesamtfahrzeugmodellierung	8
4.1	Fahrzeugbewegungen und Koordinatensysteme	8
4.2	Kinematische Größen der Fahrzeugbewegung	9
4.3	Fahrzeugmodellierung	10
4.4	Reifenmodellierung	12
4.4.1	Das <i>Magic-Formula</i> -Reifenmodell	14
4.5	Batteriemodellierung	15
4.6	Modellierung des Luftwiderstands	17
4.7	Modellierung der Verlustleistungen	17
4.7.1	Verlustleistung aufgrund von Rollwiderstand	18
4.7.2	Verlustleistung aufgrund von longitudinalem und lateralem Schlupf	18
4.7.3	Verlustleistungen der Motoren und Inverter	19
5	Energieeffiziente Geradeausfahrt	20
5.1	Analyse Geradeausfahrt	20
5.2	Optimierungsproblem beschleunigte Geradeausfahrt	23
5.3	Optimale Drehmomentverteilung beschleunigte Geradeausfahrt	24
5.4	Simulationstests beschleunigte Geradeausfahrt	26
5.4.1	Beschleunigte Geradeausfahrt	26
5.4.2	Sinus-Geschwindigkeitsprofil	28
5.5	Optimierungsproblem „Beschleunigungsstreifen“	30
5.6	Optimales Geschwindigkeitsprofil „Beschleunigungsstreifen“	31
5.7	Simulationstest „Beschleunigungsstreifen“	32

6	Energieeffiziente stationäre Kreisfahrt	33
6.1	Analyse stationäre Kreisfahrt	33
6.2	Optimierungsproblem stationäre Kreisfahrt	35
6.3	Optimierung stationäre Kreisfahrt $V = 30$ km/h	37
6.4	Optimierung stationäre Kreisfahrt $V = 100$ km/h	41
6.5	Simulationstest stationäre Kreisfahrt	45
6.6	Fazit stationäre Kreisfahrt	46
7	Energieeffiziente beschleunigte Kurvenfahrt	47
7.1	Analyse beschleunigte Kurvenfahrt	47
7.2	Optimierungsproblem beschleunigte Kurvenfahrt	49
7.3	Simulationstest beschleunigte Kurvenfahrt	51
8	TV- und Hinterachslenkwinkelsteuerung	54
8.1	Aufbau der Steuerung	55
8.2	Teststreckensimulation	59
8.3	Auswirkung von Parametervariationen auf die Kennfelder	63
9	Fazit und Ausblick	66
	Literaturverzeichnis	69
A	Modellparameter	72
A.1	Fahrzeugparameter	72
A.2	Antriebsstrangparameter	73
A.3	Batterieparameter	73
A.4	Verlustleistungsparameter	74
B	Reifenkennlinien	75
C	Implementierung des Simulationsmodells	76
C.1	Fahrzeugmodell	76
C.2	Reifenmodell	77
C.3	Batterie- und Antriebsstrangmodell	77
C.4	Regelstruktur	78
D	Kennfelder	79

Variablennamen, Indices und Abkürzungen

Variablennamen

α	rad	Schräglaufwinkel
β	rad	Schwimmwinkel
γ	rad	Sturzwinkel
δ	rad	Lenkwinkel
θ_r	rad	Neigungswinkel der Rollachse
κ	-	Längsschlupf
ρ	m	Krümmungsradius
ρ_L	kg/m ³	Luftdichte
φ	rad	Rollwinkel
ω	rad/s	Radwinkelgeschwindigkeit
ω_m	rad/s	Motorwinkelgeschwindigkeit
ξ	-	Batterieladezustand
$c_{\varphi 1}, c_{\varphi 2}$	N m/rad	Rollsteifigkeit vorne, hinten
$k_{\varphi 1}, k_{\varphi 2}$	N m s/rad	Rolldämpfungskoeffizient vorne, hinten
A	m ²	Querschnittsfläche des Fahrzeugs
b	m	Abstand Massenmittelpunkt-Hinterachse
C_d	F	Kondensatorkapazität
c_w	-	Luftwiderstandsbeiwert
D	-	Anteil am Gesamtdrehmoment
		$(D_i = \frac{M_{Di}}{M_{D1} + M_{D2} + M_{D3} + M_{D4}})$
D_{Fz}	-	Anteil an der Gesamtaufstandskraft
		$(D_{Fz,i} = \frac{F_{zi}}{F_{z1} + F_{z2} + F_{z3} + F_{z4}})$
h'	m	Normalabstand Fahrzeugschwerpunkt-Rollachse
I_b	A	Batteriestrom
I_x, I_y, I_z	kg m ²	Trägheitsmomente um die x-, y-, z-Achse
I_{xz}	kg m ²	Deviationsmoment
l	m	Radstand

Inhaltsverzeichnis

K_w	N	Kurvenwiderstand
m	kg	Fahrzeugmasse
M_D	N m	Radantriebsdrehmoment
P_{el}	W	elektrische Leistung
$P_{V,inv}$	W	Inverterverlustleistung
$P_{V,lat}$	W	Verlustleistung durch lateralen Schlupf
$P_{V,long}$	W	Verlustleistung durch longitudinalen Schlupf
$P_{V,motor}$	W	Motorverlustleistung
$P_{V,roll}$	W	Verlustleistung durch Rollwiderstand
Q_b	A h	Batteriekapazität
R	m	Rollradius
R_d	Ω	Kondensatorwiderstand
R_i	Ω	Innenwiderstand
r	rad/s	Gierwinkelgeschwindigkeit
r_σ	m	Lenkrollhalbmesser
s_1	m	halbe Spurweite Vorderachse
s_y	-	Querschlupf
T_m	N m	Motordrehmoment
u	m/s	longitudinale Geschwindigkeit im chassisfesten Bezugssystem
v	m/s	laterale Geschwindigkeit im chassisfesten Bezugssystem
V	m/s	Tangentialgeschwindigkeit
\dot{V}	m/s ²	Tangentialbeschleunigung
V_0	V	Batteriespannung
V_d	V	Kondensatorspannung
v_L	m/s	Luftanströmgeschwindigkeit
V_{OC}	V	Leerlaufspannung
V_{sx}	m/s	longitudinale Schlupfgeschwindigkeit
V_{sy}	m/s	laterale Schlupfgeschwindigkeit
V_x	m/s	longitudinale Radmittelpunktsgeschwindigkeit
V_y	m/s	laterale Radmittelpunktsgeschwindigkeit

Inhaltsverzeichnis

Indices

0	inertialfest
1	linkes Vorderrad
2	rechtes Vorderrad
3	linkes Hinterrad
4	rechtes Hinterrad
A	körperfest
außen	kurvenäußeres Rad
innen	kurveninneres Rad
v	vorne
h	hinten
R	radfest

Abkürzungen

SOC	Batterieladezustand
TV	Torque-Vectoring

1 Einleitung

1.1 Motivation und Zielsetzung der Arbeit

Elektromotoren haben sich in den letzten Jahren als vermeintlicher Antrieb der Zukunft von Personenkraftwagen etablieren können und werden immer häufiger in Serienfahrzeugen als Alternative zum Verbrennungsmotor verbaut. Ein Problem der Elektroautos ist, dass zwar Elektromotoren einen hohen Wirkungsgrad haben, jedoch die für die Speicherung der elektrischen Energie benötigten Batterien, verglichen mit Kraftstoffen wie Diesel oder Benzin, eine geringe Energiedichte besitzen. Um annähernd die Reichweiten von Autos mit Verbrennungsmotoren zu erreichen, müssen daher große und vor allem schwere Batterien verbaut werden. Daher wird intensiv nach Lösungen gesucht, wie der Energieverbrauch von Elektroautos minimiert werden kann und somit einerseits die benötigten Batteriekapazitäten verringert und andererseits die Reichweiten maximiert werden können. Neben dem positiven Einfluss auf die Batteriekapazitäten und die Reichweiten kann dadurch auch der gesamte Energieverbrauch durch den Straßenverkehr gesenkt werden. Aus fahrdynamischer Sicht bietet es sich an, die während der Fahrt von den Elektromotoren benötigte elektrische Energie durch energieeffiziente Antriebsstrategien zu reduzieren. Bei Allradfahrzeugen kann beispielsweise versucht werden, die Energieeffizienz durch eine geeignete Verteilung der Radantriebsmomente zu steigern. Eine weitere Möglichkeit zur Verbrauchsreduktion bei der Kurvenfahrt könnte die optimale Wahl der Lenkwinkel sein.

In dieser Diplomarbeit soll als Erstes untersucht werden, ob durch die optimale Drehmomentverteilung und die optimale Wahl der Lenkwinkel der Räder der Verbrauch an elektrischer Energie eines überaktuierten Elektroautos mit vier Elektromotoren und individueller Allradlenkung reduziert werden kann. Als Zweites soll nach einer Möglichkeit gesucht werden, wie die energieoptimale Verteilung des Antriebsmoments sowie die Stellung der Lenkwinkel in Elektrofahrzeugen automatisiert erfolgen kann. Dazu muss am Beginn ein Simulationsmodell, das ausreichend genau die realen Fahrzeugeigenschaften widerspiegelt, aufgebaut werden, um damit im Anschluss die Verlustleistungen bei der

1 Einleitung

Geradeausfahrt, bei der stationären Kreisfahrt und bei der beschleunigten Kurvenfahrt zu analysieren. In einem weiteren Schritt soll für die genannten Manöver untersucht werden, ob durch die optimale Drehmomentverteilung sowie die optimale Wahl der Lenkwinkel eine Reduktion der Verlustleistungen und somit auch eine Reduktion des Energieverbrauchs möglich ist. Das aus der Analyse der Verlustleistungen sowie der Optimierung Gelernte soll schlussendlich dazu genutzt werden, um eine Steuerung der Antriebsmomentverteilung sowie der Hinterachslenkung zu entwickeln.

1.2 Aufbau der Arbeit

Im folgenden Kapitel der Diplomarbeit wird ein kurzer Überblick zum Thema Torque-Vectoring gegeben und im dritten Kapitel auf die Grundbegriffe der mathematischen Optimierung eingegangen. Das vierte Kapitel befasst sich mit der Modellierung des Gesamtfahrzeugs sowie den entsprechenden Submodellen. Anschließend werden im fünften Kapitel für die Geradeausfahrt, im sechsten Kapitel für die stationäre Kreisfahrt und im siebten Kapitel für die beschleunigte Kurvenfahrt jeweils die Energieverluste analysiert, darauf aufbauend Optimierungsprobleme definiert, die optimale Drehmomentverteilung sowie die optimalen Lenkwinkel ermittelt und schlussendlich in Simulationen die Effizienzsteigerung untersucht. Im achten Kapitel wird der Aufbau der Steuerung der Drehmomentverteilung und des Hinterachslenkwinkels erläutert und weiters mit Hilfe der Simulation einer definierten Teststrecke die Funktion der Steuerung getestet sowie die Reduktion des Energieverbrauchs ermittelt. Am Ende des Kapitels werden schlussendlich noch die Auswirkungen unterschiedlicher Parametervariationen auf die Kennfelder, die in der Steuerung verwendet werden, untersucht. Im letzten Kapitel werden die Ergebnisse der Arbeit zusammengefasst und ein Ausblick gegeben.

2 Torque-Vectoring

Mit dem Begriff Torque-Vectoring wird die radselektive Verteilung des Gesamtantriebsmoments bezeichnet. Dabei wird durch die unterschiedliche Verteilung des Drehmoments zwischen den angetriebenen Rädern der linken und rechten Seite des Fahrzeugs ein Giermoment um die Hochachse erzeugt [1]. Bei der gewählten Antriebsarchitektur mit je einem radnah verbauten Elektromotor pro Rad und somit der Möglichkeit das abgegebene Drehmoment der einzelnen Motoren unabhängig voneinander zu steuern, kann Torque-Vectoring auf sehr einfache Weise mittels Stellgrößenverteilung realisiert werden.

Hauptsächlich wird Torque-Vectoring für die Verbesserung der lateralen und longitudinalen Dynamik von Fahrzeugen verwendet. Durch die Möglichkeit der Drehmomentverteilung kann das Verhalten des Fahrzeugs, wie zum Beispiel das Einlenkverhalten am Kurveneingang, adaptiert werden und dadurch mit Hilfe einer gezielten Verteilung des Antriebsmoments die Fahrsicherheit sowie die Fahrstabilität erhöht werden. Es bietet sich jedoch auch an, Torque-Vectoring zu nutzen, um die Effizienz von Elektrofahrzeugen zu steigern [1], [2]. Einen guten Einblick in das Thema Torque-Vectoring bieten die Literaturquellen [3] und [4].

Die in verschiedenen Literaturquellen beschriebenen Torque-Vectoring Steuerungs- bzw. Regelungsstrukturen für Elektroautos mit vier Antriebsmotoren sind in vielen Fällen aus drei Ebenen aufgebaut. In der Abbildung 2.1 ist ein typisches Layout einer solchen Torque-Vectoring Regelstruktur schemenhaft dargestellt. Die erste Ebene der Regelstruktur bildet ein Referenzgenerator, der mit Hilfe von gemessenen bzw. geschätzten Fahrzeugzuständen und den Inputs des Fahrers Referenzwerte für relevante Fahrzeuggrößen, wie zum Beispiel einen Referenzschwimmwinkel oder eine Referenzgierrate, ermittelt. In der zweiten Ebene befindet sich ein High-level Regler, der die vom Referenzgenerator ermittelten Werte als Input erhält. Der High-level Regler ermittelt dann aus den übergebenen Zielwerten und den Fahrerinputs Gaspedalstellung oder Bremspedalstellung sowie Lenkwinkel und aus den Fahrzeugzuständen das notwendige Gesamtantriebsmoment sowie das notwendige Giermoment. Die so ermittelten Werte werden schlussendlich der dritten Ebene der

2 Torque-Vectoring

Regelstruktur, in der die Stellgrößenverteilung stattfindet, übergeben. Die Aufgabe der Stellgrößenverteilung bei überaktuierten Systemen ist es, eine optimale Zusammenarbeit der Aktoren zu ermöglichen, sodass die vorgegebene Regelaufgabe erfüllt wird. Da die Anzahl der Aktoren größer ist als die Anzahl der Referenzsteuerungsgrößen, kann das Problem der Stellgrößenverteilung durch Minimierung einer Kostenfunktion gelöst werden [3], [5], [6], [4].

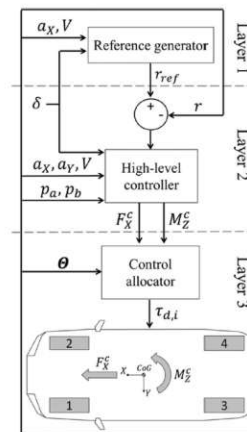


Abbildung 2.1: Typisches Schema einer Torque-Vectoring Regelstruktur [7]

Zur Steigerung der Energieeffizienz des Fahrzeugs können in der Kostenfunktion beispielsweise die elektrischen Verluste der Motoren und Inverter berücksichtigt werden und durch eine optimale Stellgrößenverteilung, wie in [6] und [8] gezeigt, die Summe der Motorenverluste reduziert werden. Durch die Minimierung der Motorenverluste durch eine optimale Stellgrößenverteilung wird in [6] eine Energieeinsparung zwischen 2% und 3% bei verschiedenen Fahrzyklen im Vergleich zu einem Elektrofahrzeug mit einer fixen Antriebskraftverteilung erreicht. Bei der stationären Kreisfahrt mit unterschiedlichen lateralen Beschleunigungen konnten rund 4% eingespart werden. Neben der Festlegung der energieoptimalen Antriebsdrehmomentverteilung wird in [6] die Möglichkeit der Effizienzsteigerung durch Adaption der Referenzuntersteuercharakteristik des Elektrofahrzeugs aufgezeigt. Dabei wird bereits im Referenzgenerator das Ziel der Effizienzoptimierung berücksichtigt und die Referenzgierrate und das Referenzgesamtmoment derart gewählt, dass eine energieminimale Eigenlenkcharakteristik bei den Kurvenfahrten erzielt wird. Die energieoptimale Eigenlenkcharakteristik ist für das Versuchsauto nahe dem neutralen Eigenlenkverhalten. Durch eine geeignete Abstimmung des Referenzkurvenverhaltens des Fahrzeugs konnte bei Fahrversuchen im Vergleich zu einem passiven Fahrzeug die benötigte elektrische Energie um rund 11% reduziert werden [6].

2 Torque-Vectoring

In [9] wird im Optimierungsproblem der Stellgrößenverteilung der Kurvenwiderstand, also jene Kräfte, die aufgrund der Schrägstellung der Reifen bei der Kurvenfahrt den Antriebskräften entgegenwirken, als Kostenfunktion definiert und dadurch die Effizienz des Fahrzeugs bei der stationären Kurvenfahrt gesteigert. Es zeigt sich, dass ein Minimum des Kurvenwiderstands bei stationären Kreisfahrten erreicht wird, wenn der Lenkwinkel nahe des Ackermannlenkwinkels gewählt und weiters das benötigte Antriebsmoment vollständig von den kurvenäußeren Antriebsrädern generiert wird. Damit konnte bei Simulationen mit einem nichtlinearen dreidimensionalen Modell in engen Kurven mit Radien unter 25 m eine Reduktion des Antriebsmoments von 3%, bezogen auf das Fahrzeug ohne Torque-Vectoring, errechnet werden [9].

3 Grundbegriffe der mathematischen Optimierung

Wie im vorigen Kapitel erwähnt, kann bei überaktuierten Fahrzeugen das Problem der Stellgrößenverteilung mit Hilfe der mathematischen Optimierung gelöst werden. Da die Optimierung ein sehr komplexes und umfangreiches Thema ist und bereits eine Zusammenfassung der Grundzüge das Ausmaß der Arbeit überschreiten würde, soll in den folgenden Absätzen nur auf einige grundlegende Begriffe eingegangen werden. Einen guten Einblick in die mathematische Optimierung bieten die Literaturquellen [10], [11], [12].

Aus mathematischer Sicht wird unter Optimierung das Finden einer oder der optimalen Lösung, abhängig davon, ob das Problem eine eindeutige Lösung besitzt oder nicht, in einem Entscheidungsraum verstanden. Die Optimierung findet dabei im Sinne einer gewissen Zielsetzung statt. Weiters müssen häufig bei der Suche der optimalen Lösung Nebenbedingungen beachtet werden. Optimierungsprobleme, bei denen keine Nebenbedingungen beachtet werden müssen, werden als unrestringierte oder unbeschränkte Probleme bezeichnet. Müssen die Optimierungsparameter gewisse Nebenbedingungen, etwa Stellgrößenbeschränkungen, erfüllen, wird von restringierten oder beschränkten Optimierungsproblemen gesprochen. Weiters wird grundsätzlich zwischen statischen und dynamischen Optimierungsproblemen unterschieden. Bei der statischen Optimierung wird das Minimum einer Funktion mit Optimierungsvariablen aus dem finit-dimensionalen Raum gesucht. Hingegen sind die Optimierungsvariablen bei der dynamischen Optimierung aus einem unendlich-dimensionalen Raum [10], [11].

Die Standardformulierung eines beschränkten statischen Optimierungsproblems ist in (3.1) - (3.3) definiert. Das Ziel der Optimierung ist es, ein Minimum der Kostenfunktion $f(\vec{x})$ zu finden, sodass sowohl alle Gleichungsbeschränkungen $g_i(\vec{x})$ als auch alle Ungleichungsbeschränkungen $h_i(\vec{x})$ erfüllt werden [10], [11].

3 Grundbegriffe der mathematischen Optimierung

$$\min_{\vec{x} \in \mathbb{R}^n} f(\vec{x}) \quad (3.1)$$

$$\text{sodass } g_i(\vec{x}) = 0, i = 1, \dots, p \quad (3.2)$$

$$h_i(\vec{x}) \leq 0, i = 1, \dots, q \quad (3.3)$$

Es gibt eine große Anzahl an mathematischen Methoden, mit denen nicht allzu komplexe statische Optimierungsprobleme analytisch gelöst werden können. Da die Berechnung eines optimalen Punktes nicht immer auf analytischem Weg möglich ist, beispielsweise bei Problemen höherer Ordnung, werden numerische Verfahren zur Bestimmung des Optimums benötigt. Es gibt eine große Auswahl an Programmen, in denen Algorithmen der nichtlinearen Programmierung implementiert sind und mit denen eine Vielzahl von Optimierungsproblemen gelöst werden kann [10], [12]. In dieser Arbeit werden das in der *Optimization-Toolbox* in *Matlab* implementierte *fmincon* und *CasADi*, ein open-source-Tool für nichtlineare Optimierungen, verwendet.

Sowohl *fmincon* als auch *CasADi* nutzen für die numerische Lösung der Optimierungsprobleme unter anderem Innere-Punkt-Verfahren. Die Inneren-Punkt-Verfahren wurden ursprünglich für die Lösung linearer Probleme entwickelt, erst später kam die Erweiterung auf nichtlineare Optimierungsprobleme hinzu. Mittlerweile gelten sie, mit den Verfahren der sequentiellen quadratischen Programmierung, zu den meist genutzten Lösern für beschränkte Minimierungsprobleme. Die Grundidee der Inneren-Punkt-Methoden zur Lösung linearer Optimierungsprobleme ist, im Inneren der zulässigen Lösungsmenge des Problems eine Kurve zu definieren, die in einer optimalen Ecke des Problems endet. Die so definierte Kurve wird dann mit Hilfe von numerischen Verfahren verfolgt und somit die optimale Lösung angenähert [12], [13].

4 Gesamtfahrzeugmodellierung

Damit die Energieverluste während der unterschiedlichen Manöver analysiert werden können und weiters die Reduktion des Energieverbrauchs aufgrund der optimalen Drehmomentverteilung und optimalen Stellung der Lenkwinkel untersucht werden kann, wurde ein Simulationsmodell in *Matlab/Simulink* implementiert. Für den Aufbau des Simulationsmodells eines Elektrofahrzeugs werden unterschiedliche Modelle benötigt, damit das reale Systemverhalten des Fahrzeugs annähernd abgebildet werden kann. In dem aufgebauten Simulationsmodell wird auf unterschiedliche Modelle zurückgegriffen, einige davon sollen im folgenden Kapitel beschrieben werden.

4.1 Fahrzeugbewegungen und Koordinatensysteme

Zur Beschreibung der Fahrzeugbewegungen wird in der Fahrzeugdynamik üblicherweise mit zwei Koordinatensystemen, einem raumfesten Koordinatensystem und einem körperfesten Koordinatensystem, das mit dem Fahrzeugaufbau verbunden ist, gearbeitet. In der [Abbildung 4.1](#) ist das Koordinatensystem x_0, y_0 und z_0 raumfest und das Koordinatensystem x_A, y_A und z_A körperfest mit dem Aufbau verbunden. Der Ursprung des körperfesten Koordinatensystems ist in diesem Fall ident mit dem Schwerpunkt des Fahrzeugs. Die Drehbewegung um die körperfeste Längsachse x_A wird als Wanken, um die körperfeste Querachse y_A als Nicken und um die körperfeste Hochachse z_A als Gieren bezeichnet. In der Abbildung ist ein weiteres körperfestes Koordinatensystem x_R, y_R und z_R , dessen Ursprung mit dem Schwerpunkt des Rades zusammenfällt, dargestellt. Die charakteristischen Bewegungen des Rades sind das Rollen, die Rotationsbewegung um die y_R -Achse und die Lenkbewegung, das Schwenken um eine nahezu vertikale Hochachse. Der Sturzwinkel entsteht durch eine Schwenkbewegung um die x_R -Achse [14].

4 Gesamtfahrzeugmodellierung

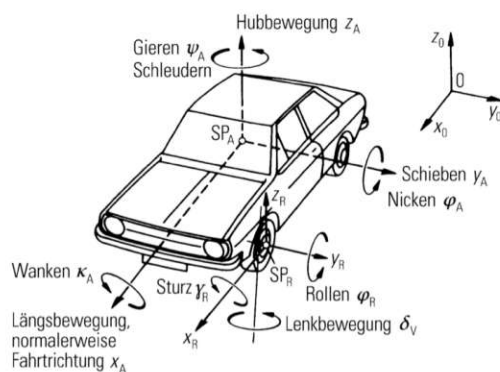


Abbildung 4.1: Koordinatensysteme und Benennung der Fahrzeugbewegungen [14]

4.2 Kinematische Größen der Fahrzeugbewegung

Die Abbildung 4.2 zeigt ein Modell eines zweiachsigen Kraftfahrzeugs mit vier Rädern. Die Fahrzeuggeschwindigkeit V beschreibt die Geschwindigkeit des Schwerpunktes und ist, genauso wie die Tangentialbeschleunigung \dot{V} , tangential zur Bahnkurve. Der Abstand zwischen dem Schwerpunkt des Fahrzeugs und dem Krümmungsmittelpunkt der Bahnkurve wird als Krümmungsradius bezeichnet. Die Zentripetalbeschleunigung V^2/ρ zeigt zum Krümmungsmittelpunkt. Der Winkel β zwischen der Fahrzeuggeschwindigkeit und der Fahrzeugmittellinie ist der sogenannte Schwimmwinkel. Der Winkel, um den das Fahrzeugs gegenüber dem ortsfesten Koordinatensystem verdreht ist, wird als Gierwinkel ψ bezeichnet [14].

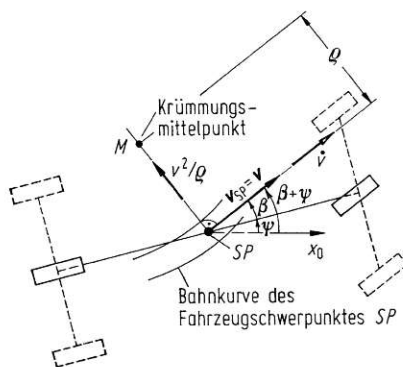


Abbildung 4.2: Kinematische Größen der Fahrzeugbewegung [14]

In der Abbildung 4.3 ist die Draufsicht eines schrägrollenden Rades dargestellt. Der Schräglaufwinkel bzw. Reifenschräglaufwinkel α ist als Winkel zwischen der x-Achse des reifenfesten Achsensystems, die die Schnittlinie der Radmittelebene mit der Fahrbahnebene ist, und der vertikalen Projektion des Geschwindigkeitsvektors des Radaufstandspunktes auf die reifenfeste x-y-Ebene definiert [15].

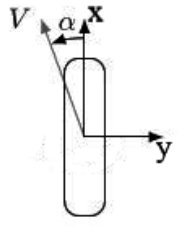


Abbildung 4.3: Schräglaufwinkel α [16]

4.3 Fahrzeugmodellierung

Zur mathematischen Beschreibung der Bewegung eines vierrädrigen Fahrzeugs ist eine Vielzahl von Bewegungsgleichungen, die größtenteils miteinander gekoppelt sind, notwendig. Um die Komplexität des Gleichungssystems zu reduzieren, werden in Abhängigkeit der gewünschten Anwendung des Modells unterschiedliche Vereinfachungen getroffen.

Ein dreidimensionales Fahrzeugmodell, welches trotz einiger Vereinfachungen für diese Untersuchungen ausreichend genau das reale Kurvenverhalten von Fahrzeugen auf einer ebenen Fahrbahn widerspiegelt, ist das Zweispur-Rollachsenmodell aus [17]. Unter der Rollachse wird die Verbindungslinie zwischen dem Rollzentrum der Vorderachse und jenem der Hinterachse verstanden. Das Rollzentrum bzw. auch Wankzentrum liegt in der vertikalen Querebene durch die Radmittelpunkte einer Achse und ist jener Punkt, auf den Querkräfte auf den Fahrzeugaufbau ausgeübt werden können, ohne dass dadurch kinematische Wankwinkel entstehen [17], [18].

Der Fahrzeugaufbau des in der Abbildung 4.4 dargestellten Modells hat vier Freiheitsgrade: die zwei translatorischen Freiheitsgrade in longitudinaler und lateraler Richtung und die zwei rotatorischen Freiheitsgrade um die Gierachse und um die Rollachse des Fahrzeugs. Dabei bezeichnet u die longitudinale Geschwindigkeit, v die laterale Geschwindigkeit, r die Gierwinkelgeschwindigkeit und φ den Rollwinkel. Somit wird die vertikale Bewegung des Fahrzeugschwerpunkts und das Nicken des Fahrzeugaufbaus vernachlässigt.

4 Gesamtfahrzeugmodellierung

Die Reifen werden mittels *Magic Formula*-Reifenmodell modelliert [17]. Jedes Rad hat eine unabhängige Winkelgeschwindigkeit und es wirkt auf jedes Rad ein unabhängiges Antriebs- bzw. Bremsmoment. Es werden die Einflüsse der Bewegung des Fahrzeugs auf den Sturz sowie die Spur der Räder vernachlässigt und somit von einem konstanten Sturz- und Spurwinkel an allen vier Rädern ausgegangen. Weiters werden im Fahrzeugmodell die Radfederung sowie ein Wankstabilisator berücksichtigt. In der Abbildung sind zwei Koordiantensysteme eingezeichnet, wobei das XYZ-Koordinatensystem das inertialfeste Bezugssystem ist und das xyz-Koordinatensystem sich mit dem Fahrzeugaufbau mitbewegt. Die x-Achse liegt sowohl in der Fahrbahnebene als auch in der Normalebene zur Fahrbahn, die durch die Rollachse verläuft. Die y-Achse zeigt nach rechts und die z-Achse nach unten [17].

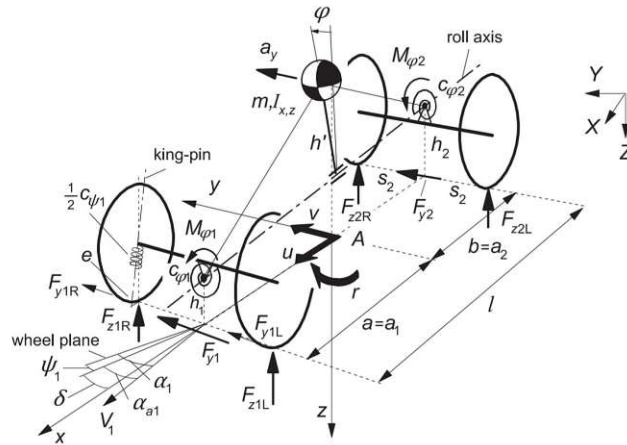


Abbildung 4.4: Zweispur-Rollachsenmodell [17]

Mit der Annahme, dass der Rollwinkel klein bleibt und die Neigung der Rollachse θ_r gering ist, können mit Hilfe der Lagrange-Gleichungen die Gleichungen (4.1) - (4.4) zur Beschreibung der Fahrzeugbewegung hergeleitet werden. Darin bezeichnet m die Fahrzeugmasse und h' den Normalabstand zwischen Fahrzeugschwerpunkt und Rollachse, I_x, I_y, I_z die Trägheitsmomente und I_{xz} das Deviationsmoment. Die Parameter c_φ und k_φ sind die Rollsteifigkeit bzw. die Rolldämpfungskoeffizienten der Rollstabilisatoren an der Vorder- und Hinterachse [17].

$$m\dot{u} - mrv - mh'\dot{\varphi} - 2mh'r\dot{\varphi} = \sum F_x \quad (4.1)$$

$$m\dot{v} + mru + mh'\ddot{\varphi} - mh'r^2\dot{\varphi} = \sum F_y \quad (4.2)$$

$$I_z\dot{r} + (I_z\theta_r - I_{xz})\ddot{\varphi} - mh'(\dot{u} - rv)\dot{\varphi} = \sum M_z \quad (4.3)$$

$$(I_x + mh'^2)\ddot{\varphi} + mh'(\dot{v} + ru) + (I_z\theta_r - I_{xz})\dot{r} - (mh'^2 + I_y - I_z)r^2\dot{\varphi} + (k_{\varphi 1} + k_{\varphi 2})\dot{\varphi} + (c_{\varphi 1} + c_{\varphi 2} - mgh')\varphi = 0 \quad (4.4)$$

4.4 Reifenmodellierung

Der Reifen hat einen sehr großen Einfluss auf die Fahrdynamik des Fahrzeugs, da über ihn die Kräfte und Momente vom Fahrzeug über den Reifenlatsch auf die Fahrbahn übertragen werden. Die Berührung zwischen Rad und Fahrbahn findet im Allgemeinen nicht in einem Punkt statt, sondern es bildet sich ein gemeinsames Berührgebiet aus, wobei die Form sowie die Größe des Berührgebiets dabei primär von den Körpergeometrien und den Eigenschaften der Materialien abhängen. In diesem Berührgebiet werden neben dem Normaldruck auch Schubspannungen übertragen. Die Resultierende aus der Schub- und Normalspannungsverteilung wird als die resultierende Reifenkraft, die in die Kraftkomponenten F_x , F_y und F_z zerlegt werden kann, bezeichnet. In der [Abbildung 4.5](#) sind die Komponenten der resultierenden Reifenkraft sowie das Moment um die Hochachse dargestellt. Die Kraftkomponente F_x wird als Umfangskraft, die Kraftkomponente F_y als Seitenkraft und die Kraftkomponente F_z als Normalkraft bezeichnet. Das Moment M_z um die z-Achse des radfesten Koordinatensystems wird als Rückstellmoment benannt [17], [19].

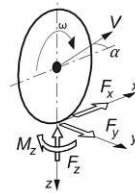


Abbildung 4.5: Reifenkräfte in Anlehnung an [17]

Zur mathematischen Modellierung der Umfangs- und Seitenkraft wird häufig auf den Schlupf, der aufgrund der Reifendeformation und des Gleitens zwischen Fahrbahn und Reifenlatschteilen auftritt, zurückgegriffen. In [17] wird der Längsschlupf κ gemäß (4.5) als Verhältnis zwischen longitudinaler Schlupfgeschwindigkeit V_{sx} und der longitudinalen

4 Gesamtfahrzeugmodellierung

Geschwindigkeit des Radmittelpunktes und der Querschlupf s_y gemäß (4.6) als Verhältnis zwischen lateraler Schlupfgeschwindigkeit V_{sy} und der longitudinalen Geschwindigkeit des Radmittelpunktes definiert [17], [19].

$$\kappa = -\frac{V_{sx}}{|V_x|} = -\frac{V_x - R\omega}{|V_x|} \quad (4.5)$$

$$s_y = -\frac{V_{sy}}{|V_x|} = \tan \alpha \quad (4.6)$$

In der Literatur existiert eine Vielzahl an unterschiedlichen Ansätzen zur mathematischen Beschreibung des Reifenverhaltens [17], [20], [14]. Die verschiedenen Modelle können grundlegend in vier Kategorien eingeteilt werden. Die Reifenmodelle der ersten Kategorie sind mathematische Modelle, die die gemessenen Reifeneigenschaften mit mathematischen Formeln und Tabellen bzw. mit Interpolationsverfahren darstellen. Derartige Modelle besitzen eine vordefinierte Struktur und werden mittels wählbarer Parameter, die mit Hilfe von Regressionsverfahren bestimmt werden, an die gemessenen Daten angepasst. Ein in der Literatur sehr oft genutztes empirisches Reifenmodell, das auch in dieser Arbeit Anwendung findet, ist das *Magic-Formula*-Reifenmodell [17].

Die Reifenmodelle der zweiten Kategorie beruhen auf der Beobachtung, dass die reinen Schlupfkurven annähernd die gleiche Form behalten, wenn sie unter verschiedenen Bedingungen gemessen werden. Daher kann mittels Ähnlichkeitsansätzen basierend auf gemessenen Reifenmerkmalen unter definierten Referenzbedingungen auch auf das Reifenverhalten unter anderen Bedingungen geschlossen werden. Dazu werden die charakteristischen Kurven verzerrt, multipliziert und skaliert [17].

Die Modelle der beiden anderen Kategorien basieren auf physikalischen Modellen, wobei in der dritten Gruppe relativ simple Modelle zum Einsatz kommen und in der letzten Gruppe sehr komplexe Modelle zur detaillierten Analyse des Reifenverhaltens verwendet werden. Einfache physikalische Reifenmodelle sind beispielsweise das Bürsten-Modell, zu den komplexen Modellen zählen etwa finite Element-Modelle [17].

4.4.1 Das Magic-Formula-Reifenmodell

Die allgemeine Form der *Magic-Formula* ist in (4.7) - (4.9) dargestellt [17].

$$y = D \sin(C \arctan(Bx - E(Bx - \arctan(Bx)))) \quad (4.7)$$

$$Y(X) = y(x) + S_V \quad (4.8)$$

$$x = X + S_H \quad (4.9)$$

Y ist die Ausgangsvariable der Gleichung, wobei die longitudinale Reifenkraft F_x , die laterale Reifenkraft F_y und das Rückstellmoment M_z berechnet werden können. In den Gleichungen ist X die Eingangsvariable, wobei dies der Tangens des Schräglaufwinkels α des Reifens oder der Schlupf κ sein kann. In der Abbildung 4.6 sind die Bedeutungen einiger Faktoren bei einer typischen Seitenkraftkurve dargestellt. Der Faktor B wird als Steifigkeitsfaktor bezeichnet, da er die Steigung der Kurve im Ursprung bestimmt. Der Faktor C bestimmt die Form der Kurve und wird als Formfaktor bezeichnet und D ist der maximale Wert. Der Faktor E ist der Krümmungsfaktor und bestimmt sowohl die Krümmung im Maximum als auch die horizontale Position des Maximums. Die beiden Faktoren S_H und S_V sind die horizontale und vertikale Verschiebung. Mit Hilfe der Formel können Kennlinien für F_x , F_y und M_z , in Abhängigkeit von den Schlupfgrößen, Schräglaufwinkel und Schlupf unter Berücksichtigung des Einflusses des Sturzwinkels und der vertikalen Belastung des Reifens ermittelt werden [17].

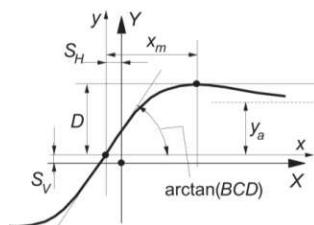


Abbildung 4.6: Typische Seitenkraftkurve berechnet mittels *magic-Formula* [17]

In [17] wird ein vollständiger Gleichungssatz beruhend auf der *Magic-Formula* zur Berechnung der charakteristischen Reifengrößen angegeben. Für die Verwendung der angeführten Formeln ist eine große Anzahl an dimensionsloser Parameter mittels Vermessungen eines realen Reifens zu ermitteln. Um die Auswirkungen durch Veränderung, von beispielsweise des Reibungskoeffizienten, zu untersuchen, wurden Skalierungsfaktoren eingeführt. Dabei

wird derart skaliert, dass wichtige Zusammenhänge erhalten bleiben. Somit können Parametervariationen untersucht werden, ohne dabei erneut die Reifendatensätze erarbeiten zu müssen [17].

Grundsätzlich gelten die in [17] angeführten Formeln nur für den stationären Zustand. Um die Reifenkräfte und Reifenmomente auch während instationärer Zustände berechnen zu können, muss bei der Berechnung der Gleitgrößen das transiente Verhalten berücksichtigt werden. Der transiente Schlupf und der transiente Schräglaufwinkel können vereinfacht mittels Differentialgleichung erster Ordnung unter Berücksichtigung der Relaxationslänge ermittelt werden. Werden die so berechneten Schlupfgrößen in den gegebenen Formelsatz eingesetzt, kann das instationäre Reifenverhalten im niedrigen Frequenzbereich modelliert werden [17].

4.5 Batteriemodellierung

Die unterschiedlichen Batteriemodelle können grundsätzlich nach den verwendeten Modellierungsansätzen klassifiziert werden. Dabei wird zwischen mathematischen Modellen, elektrochemischen Modellen und Modellen, die auf elektrischen Ersatzschaltbildern beruhen, unterschieden. Die elektrochemischen Modelle sind äußerst komplex und dienen zur genauen Darstellung der internen elektrochemischen Dynamik einer Batterie. Die Modellierung beruhend auf einem elektrischen Ersatzschaltbild weist eine deutlich geringere Komplexität auf und zeigt eine hohe Genauigkeit bei der Schätzung des Batterieladezustands, sie eignet sich somit sehr gut zur Implementierung in Gesamtfahrzeugsimulationsmodelle. Derartige Batteriemodelle werden durch das Zusammenschalten von Widerständen, Kondensatoren und Spannungsquellen in einem Stromkreis aufgebaut. Das einfachste Modell besteht aus einer idealen Spannungsquelle sowie einem Widerstand und wird als Innenwiderstandsmodell bezeichnet. Durch das Einfügen eines RC-Gliedes in das Innenwiderstandsmodell werden die Polarisationsseigenschaften von Batterien berücksichtigt und somit die Genauigkeit des Modells erhöht. In diesem Fall wird von einem *Thevenin*-Modell gesprochen [21].

Im Simulationsmodell wurde das *Thevenin*-Batteriemodell aus [22] übernommen und soll im Folgenden beschrieben werden. Das Ersatzschaltbild der Batterie ist in Abbildung 4.7 dargestellt.

Um die Parameterabhängigkeiten zu modellieren, werden glatte analytische Polynome verwendet. Die Widerstandskurven und die Leerlaufspannung werden ebenfalls mittels

4 Gesamtfahrzeugmodellierung

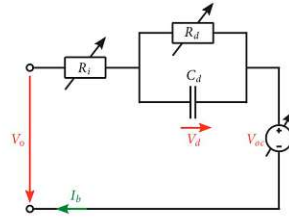


Abbildung 4.7: Ersatzschaltbild des *Thevenin*-Batteriemodells [22]

Polynomen approximiert. Die thermischen Einflüsse auf den elektrischen Widerstand können vernachlässigt werden, da davon ausgegangen wird, dass das Fahrzeug mit einem effizienten Thermomanagement ausgestattet ist und somit die Temperatur der elektrischen Komponenten immer in einem idealen Bereich gehalten wird. Weiters wird angenommen, dass die Widerstände sowohl für das Laden als auch für das Entladen ident sind [22].

Durch Anwendung der Kirchhoff'schen Gesetze erhält man die Differentialgleichung (4.10) für die Spannung des Kondensators V_d . Damit wird es möglich, mittels (4.11) die Klemmenspannung V_0 zu berechnen. In den Gleichungen ist C_d die Kondensatorkapazität, I_b der Batteriestrom, R_i der Innenwiderstand, R_d der Kondensatorwiderstand und V_{OC} die Leerlaufspannung [22].

$$\dot{V}_d = \frac{1}{C_d} \left(I_b - \frac{V_d}{R_d} \right) \quad (4.10)$$

$$V_0 = R_i I_b + V_d + V_{OC} \quad (4.11)$$

Die elektrische Leistung des Akkus muss gleich groß wie die Summe der benötigten Leistungen der einzelnen Motoren P_{el} sein, wobei die in Kapitel 4.7 beschriebenen elektrischen Verluste der Motoren $P_{V,motor}$ und Inverter $P_{V,inv}$ berücksichtigt werden müssen. Die Leistung der Motoren wird aus dem Produkt aus dem Motordrehmoment T_m und der Motorwinkelgeschwindigkeit ω_m berechnet. Durch Einsetzen von (4.11) in (4.12) kann mit (4.13) der Batteriestrom berechnet werden. Somit kann schlussendlich mit (4.14) das dynamische Verhalten des Ladezustandes ξ der Batterie ermittelt werden [22].

$$P_{el} = \sum_{i=1}^4 -(T_{m,i}\omega_{m,i} + P_{V,motor,i} + P_{V,inv,i}) \stackrel{!}{=} V_0 I_b \quad (4.12)$$

$$I_b = \frac{1}{2R_i} \left(-(V_d + V_{OC}) + \sqrt{(V_d + V_{OC})^2 + 4R_i P_{el}} \right) \quad (4.13)$$

$$\dot{\xi} = \frac{I_b}{Q_b} \quad (4.14)$$

4.6 Modellierung des Luftwiderstands

Der Luftwiderstand setzt sich größtenteils aus drei Teilwiderständen zusammen: dem Widerstand aufgrund von Druckdifferenzen am Fahrzeug in Strömungsrichtung, dem Widerstand aufgrund der Reibung an der Oberfläche des Fahrzeugs sowie dem Widerstand durch Reibungs- und Impulsverluste im Zuge der Strömung durch die Motorkühler, den Motorraum und den Innenraum des Fahrzeugs. Alle drei Widerstandsanteile werden mit dem dimensionslosen Widerstandsbeiwert c_w berücksichtigt. Sind der c_w -Wert des Fahrzeugs, die Querschnittsfläche A des Fahrzeugs, die Luftdichte ρ_L und die Anströmgeschwindigkeit v_L bekannt, kann mittels (4.15) die Luftwiderstandskraft berechnet werden. Wird angenommen, dass Windstille herrscht, so entspricht die Anströmgeschwindigkeit der Fahrgeschwindigkeit des Fahrzeugs. Der Druckpunkt, also der Angriffspunkt der Luftwiderstandskraft, fällt im Allgemeinen nicht mit dem Schwerpunkt des Fahrzeugs zusammen [23].

$$F_L = \frac{1}{2} c_w A \rho_L v_L^2 \quad (4.15)$$

4.7 Modellierung der Verlustleistungen

Zu den Energieverlusten, die während der Nutzung eines Elektroautos entstehen, zählen die aerodynamischen Verluste, die Reifenverluste, wie beispielsweise, die Verluste, die aufgrund des Rollwiderstandes oder des Schlupfes entstehen, elektrische Verluste der Motoren oder Wechselrichter und Übertragungsverluste. Die angeführten Energieverluste können in zwei Gruppen unterteilt werden. Die erste Gruppe umfasst jene Verluste, die nicht direkt durch die Stellgrößenverteilung beeinflusst werden können. Dazu gehören die Batterieverluste, die Verluste aufgrund des Luftwiderstands und des Rollwiderstands und die Getriebeverluste. In der zweiten Gruppe sind jene Verluste zusammengefasst, die

direkt durch die Verteilung des Antriebsmoments beeinflusst werden können. Das sind die vom Drehmoment und der Drehzahl abhängigen elektrischen Verluste der Motoren sowie die Energie, die durch den longitudinalen und lateralen Schlupf der Räder dissipiert wird [24], [25]. Im Folgenden soll auf die mathematische Modellierung der Verlustleistungen durch den Rollwiderstand sowie den Schlupf der Reifen und die elektrischen Verluste von den Motoren und den Invertern eingegangen werden.

4.7.1 Verlustleistung aufgrund von Rollwiderstand

Die Verlustleistungen aufgrund des Rollwiderstands $P_{V,roll}$ können, wie in (4.16) dargestellt, aus dem Produkt aus dem Rollwiderstandsmoment der Reifen M_y und der momentanen Winkelgeschwindigkeit des Rades ω berechnet werden [24].

$$P_{V,roll} = M_y \omega \quad (4.16)$$

4.7.2 Verlustleistung aufgrund von longitudinalem und lateralem Schlupf

Die Leistung, die aufgrund des longitudinalen Schlupfes des Reifens dissipiert wird, kann, wie in (4.17) dargestellt, mit Hilfe des Produkts aus der longitudinalen Schlupfgeschwindigkeit V_{sx} und der Reifenkraft in Längsrichtung F_x approximiert werden [24].

$$P_{V,long} = F_x V_{sx} = F_x (V_x - R\omega) \quad (4.17)$$

Auch die Verlustleistung durch den lateralen Schlupf kann auf die gleiche Weise, wie oben, angenähert werden. Wie in (4.18) dargestellt, wird nun jedoch das Produkt aus der lateralen Schlupfgeschwindigkeit V_{sy} und der Reifenkraft in lateraler Richtung F_y berechnet [24].

$$P_{V,lat} = F_y V_{sy} \quad (4.18)$$

In [26] werden beruhend auf dem Bürsten-Modell mathematische Formeln für den momentanen Energieverlust durch Reibung in der Reifenaufstandsfläche hergeleitet. Da es im Haftbereich zu keiner Relativgeschwindigkeit zwischen der Aufstandsfläche und der Fahrbahnoberfläche kommt, zeigt sich, dass nur im Gleitbereich der Berührfläche zwischen Reifen und Fahrbahn Energie dissipiert wird. Die anhand der Theorie ermittelten Formeln

stimmen mit den oben angeführten Formeln zur Berechnung der Schlupfverluste überein [26].

4.7.3 Verlustleistungen der Motoren und Inverter

Die mathematische Formulierung der Verlustleistungen der elektrischen Motoren und der Wechselrichter und die dafür notwendigen Parameter wurden aus [22] übernommen. In der angeführten Literaturquelle wird die Effizienz der Motoren und der Inverter auf Grundlage von Verlustleistungsdiagrammen berücksichtigt und mit den unterhalb angeführten Gleichungen berechnet. Mittels (4.19) werden die Verlustleistungen der elektrischen Maschinen ermittelt. Mit (4.20) können die Verluste der Wechselrichter berücksichtigt werden. Die jeweilige Verlustleistung ist abhängig vom Drehmoment T_m und der Winkelgeschwindigkeit ω_m des Motors. Die Koeffizienten $c_{m,1}, \dots, c_{inv,4}$ und der Glättungsfaktor ϵ_{T_m} wurden aus Referenzverlustleistungsdiagrammen ermittelt [22].

$$P_{V,motor} = c_{m,1}T_m^2 + c_{m,2}\sqrt{T_m^2 + \epsilon_{T_m}\omega_m^2} \quad (4.19)$$

$$P_{V,inv} = c_{inv,1}\sqrt{T_m^2 + \epsilon_{T_m}\omega_m^2} + c_{inv,2}T_m^2 + c_{inv,3}\omega_m^2 + c_{inv,4}T_m^2\omega_m \quad (4.20)$$

5 Energieeffiziente Geradeausfahrt

In diesem Kapitel soll das Potential der Effizienzsteigerung mittels Drehmomentverteilung bei der Geradeausfahrt untersucht werden. Damit die Kostenfunktion des Optimierungsproblems definiert werden kann, müssen zuerst die Verlustleistungen bei der Simulation eines geeigneten Geschwindigkeitsprofils analysiert werden. Um die Reduktion des Energieverbrauchs durch die optimale Drehmomentverteilung zu demonstrieren, wird im Anschluss das definierte Geschwindigkeitsprofil erneut simuliert und die Verlustleistungen mit jenen der Simulation ohne der optimalen Drehmomentverteilung verglichen. Weiters wird gezeigt, dass auch bei der Rekuperation die Effizienz durch die optimale Drehmomentverteilung gesteigert werden kann. Am Ende des Kapitels soll noch auf die mögliche Minimierung des Verbrauchs, wenn zusätzlich zur Verteilung des Drehmoments auch das Geschwindigkeitsprofil optimal gewählt wird, eingegangen werden.

5.1 Analyse Geradeausfahrt

Um die Verluste bei der Geradesausfahrt zu analysieren, wurde das in der [Abbildung 5.1](#) dargestellte Geschwindigkeitsprofil mit dem Basisfahrzeug simuliert. Das Geschwindigkeitsprofil wurde derart gewählt, dass die Verlustleistungen sowohl bei der konstanten Geradeausfahrt als auch bei der Beschleunigung analysiert werden können. Um hohe Verlustleistungen zu provozieren, wird nach einer kurzen Fahrt mit konstanter Geschwindigkeit plötzlich stark beschleunigt. Als Basisfahrzeug wird in der gesamten Arbeit das Elektorauto mit vier Elektromotoren und Allradlenkung bezeichnet, wobei mit einer Drehmomentverteilung von 25 % je Rad gefahren wird und der Hinterachslenkwinkel immer 0° beträgt. Die Anfangsgeschwindigkeit von 20 km/h wird für fünf Sekunden gehalten und danach wird bis auf 92,3 km/h beschleunigt. Am Beginn der Beschleunigungsphase wird kurzfristig stark mit einer Beschleunigung von $9,5 \text{ m/s}^2$ beschleunigt, danach wird die Beschleunigung wieder reduziert. In der [Abbildung 5.2](#) sind die Verlustleistungen des Elektromotors und des Inverters, die Verlustleistungen aufgrund des Rollwiderstands und aufgrund des longitudinalen sowie des lateralen Schlupfes des linken vorderen und des linken hinteren Reifens dargestellt. Es zeigt sich, dass aufgrund der

kurzfristigen hohen Beschleunigung vor allem an den Vorderrädern die longitudinalen Schlupfverlustleistungen stark ansteigen und deutlich größer als die übrigen Verluste sind. Durch die Gewichtsverlagerung bei der Beschleunigung werden die Vorderräder entlastet, wodurch der Schlupf der Vorderräder ansteigt und somit auch die Verlustleistungen aufgrund des longitudinalen Schlupfes zunehmen. Mit der Reduktion der Beschleunigung nehmen auch die longitudinalen Schlupfverluste wieder deutlich ab, bis schlussendlich bei der Fahrt mit geringer Beschleunigung die Verlustleistungen durch den Rollwiderstand und die Verlustleistungen der Inverter und der Motoren, ähnlich wie bei der Fahrt mit konstanter Geschwindigkeit, überwiegen. Die Verlustleistung aufgrund des longitudinalen Schlupfes am linken vorderen Rad erreicht einen maximalen Wert von 6,2 kW und 1,1 kW am hinteren Rad. Bei der maximalen Beschleunigung entspricht die Gesamtschlupfverlustleistung in etwa 8 % der abgegebenen Leistung aller vier Motoren.

Die Analyse der Verlustleistungen ergibt also, dass bei der beschleunigten Geradeausfahrt für eine Effizienzsteigerung die Verlustleistung durch den longitudinalen Schlupf minimiert werden muss. Bei der unbeschleunigten Geradeausfahrt überwiegen die Verluste durch den Rollwiderstand, die Inverterverluste sowie die Motorenverluste. Die Verlustleistungen durch den Rollwiderstand sind jedoch nicht wesentlich durch die Drehmomentverteilung beeinflussbar. Die elektrischen Verluste der Inverter und Motoren können jedoch durch eine geeignete Antriebsstrategie verringert werden. Wird mit konstanter Geschwindigkeit geradeaus gefahren, werden nur relativ geringe Antriebsmomente der Elektromotoren benötigt, wobei die Verlustleistungen der Inverter und Motoren dabei relativ hoch sind. Bei der Geradeausfahrt mit konstanter Geschwindigkeit ist es jedoch nicht notwendig das Fahrzeug mit allen vier Elektromotoren anzutreiben und somit können die Motoren einer Achse abgeschaltet werden. Wird das Fahrzeug bei der konstanten Geradeausfahrt nur mit den Motoren einer Achse angetrieben, ist die Summe der Inverter- und Motorenverluste deutlich geringer als wenn alle vier Elektromotoren das Fahrzeug antreiben. Bei Simulationen zeigt sich, dass dabei die Reduktion geringfügig größer ist, wenn das Fahrzeug nur mit den Motoren der Achse mit der höheren Vertikallast, als nur mit den Motoren der Achse mit der geringeren Vertikallast angetrieben wird. Da das modellierte Fahrzeug eine statische Gewichtsverteilung zwischen Vorder- und Hinterachse von 59 % zu 41 % aufweist, ist es bei der konstanten Geradeausfahrt effizienter, das Fahrzeug nur mit den Motoren der Vorderachse anzutreiben und dabei die Motoren der Hinterachse abzuschalten. Bei der Simulation einer konstanten Geradeausfahrt mit 50 km/h beträgt die Verringerung des Verbrauchs an elektrischer Energie nur durch das Abschalten der Motoren der Hinterachse bereits 11,7 %, bezogen auf den Verbrauch des Basisfahrzeugs

5 Energieeffiziente Geradeausfahrt

mit einer Drehmomentverteilung von 50% pro Achse. Um die Verluste der Motoren und Inverter in der Optimierung zu berücksichtigen und weiters auch herauszufinden, ab welcher geforderten Leistung der Elektromotoren das Zuschalten der Motoren der zweiten Achse energieoptimal ist, werden genauere Informationen über die Elektromotoren und Inverter sowie eine aufwendigere Modellierung der elektrischen Komponenten benötigt. Daher wird im Folgenden bei der Optimierung ausschließlich die beschleunigte Geradeausfahrt betrachtet.

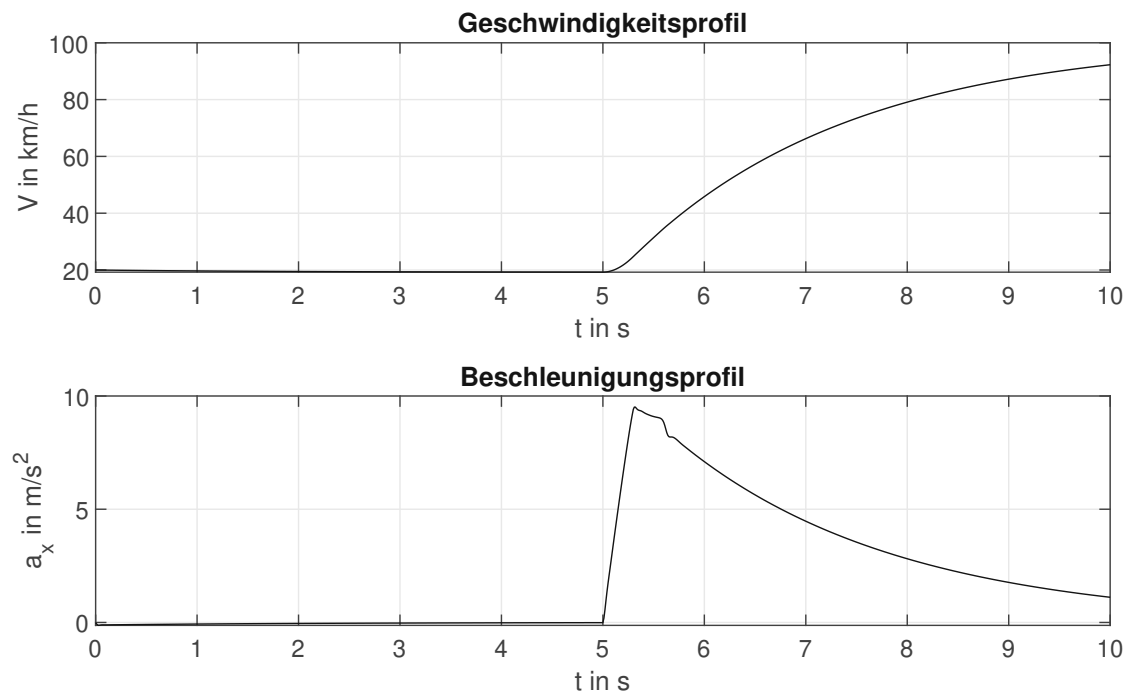


Abbildung 5.1: Geschwindigkeits- und Beschleunigungsprofil

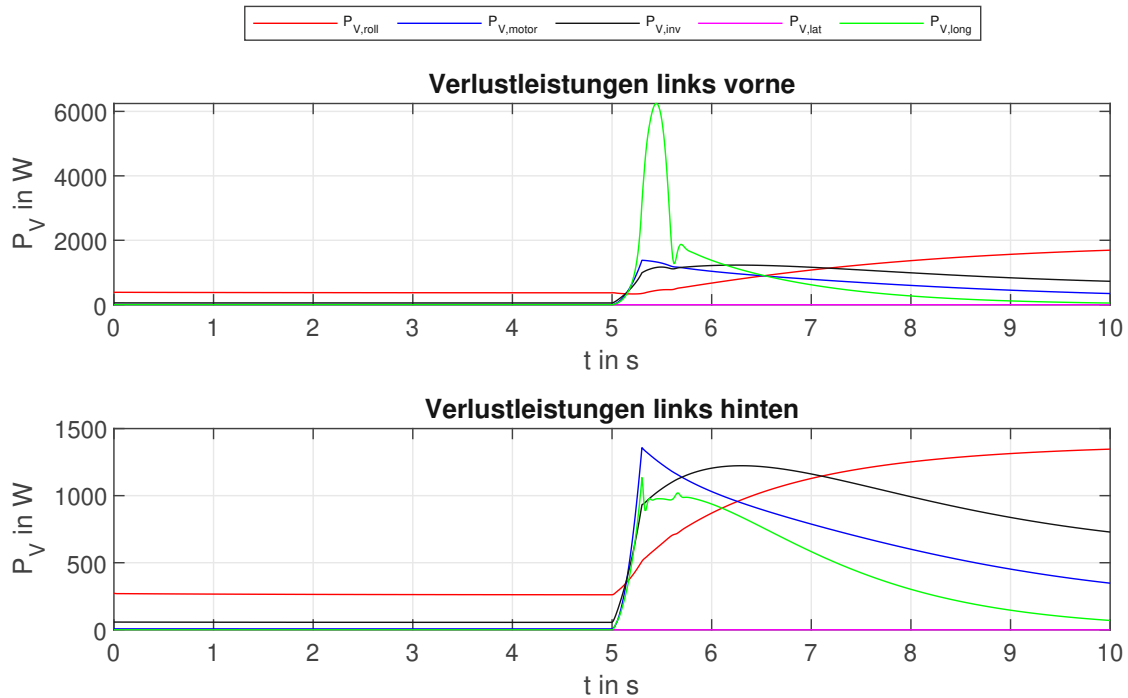


Abbildung 5.2: Verlustleistungen bei der Beschleunigung

5.2 Optimierungsproblem beschleunigte Geradeausfahrt

Um eine Reduktion des Energieverbrauchs bei der Beschleunigung zu erzielen, werden mittels Optimierung die Drehzahlen der vorderen und hinteren Räder ermittelt, sodass die Verlustleistungen durch den longitudinalen Schlupf der Räder minimiert werden. Die Geschwindigkeit soll dabei nicht von der Optimierung, sondern vom Fahrer bzw. vom Geschwindigkeitsregler vorgegeben werden. Mit Hilfe der Optimierung soll nur die Drehmomentverteilung zwischen den Motoren der Vorder- und Hinterachse ermittelt werden. Dem Optimierungsprogramm wird die momentane longitudinale Geschwindigkeit und die Beschleunigung übergeben. Das Ziel der Optimierung ist, dass dasselbe Geschwindigkeitsprofil wie mit dem Basisfahrzeug gefahren wird und dabei die benötigte Leistung reduziert wird. Da bei der Geradeausfahrt sowohl die Drehzahlen als auch die longitudinalen Reifenkräfte einer Fahrzeugachse ident sind, sind die beiden Optimierungsvariablen die Drehzahl der vorderen Räder sowie die der hinteren Räder. Wurden die optimalen Drehzahlen ermittelt, können die dafür benötigten Antriebsmomente der Elektromotoren berechnet werden.

Bei der beschleunigten Geradeausfahrt reduziert sich das Gleichungssystem (4.1) - (4.4) auf (5.1). Die Reifenkräfte werden wiederum mittels *Magic-Formula* berechnet, wobei die Radaufstandskräfte mit Hilfe der longitudinalen und lateralen Beschleunigungen ermittelt werden. Mit (5.1) ergibt sich die Gleichungsbeschränkung der Optimierung zu (5.2). In (5.3) ist die Kostenfunktion, die sich aus den Schlupfverlustleistungen aller vier Räder zusammensetzt, dargestellt. Das definierte beschränkte Optimierungsproblem wird mittels *fmincon* gelöst.

$$m\dot{u} = \sum F_x = 2F_{xv} + 2F_{xh} - \frac{1}{2}c_w\rho_L A u^2 \quad (5.1)$$

$$m\dot{u} - 2F_{xv} - 2F_{xh} + \frac{1}{2}c_w\rho_L A u^2 = 0 \quad (5.2)$$

$$f = |2(u - \omega_v R)F_{xv}| + |2(u - \omega_h R)F_{xh}| \quad (5.3)$$

5.3 Optimale Drehmomentverteilung beschleunigte Geradeausfahrt

In der Abbildung 5.3 ist im oberen Diagramm die optimale Drehmomentverteilung zwischen Vorder- und Hinterachse für die beschleunigte Geradeausfahrt, die sich durch das Lösen des Optimierungsproblems ergibt, dargestellt. Bei der Optimierung wurden sowohl positive als auch negative Beschleunigungen betrachtet, wobei jeweils von einer konstanten Geschwindigkeit von 20 km/h beschleunigt wird. Im unteren Diagramm wird ein Vergleich zwischen der optimalen Drehmomentverteilung und der Aufstandskraftverteilung bei der Beschleunigung gezeigt.

Bei der Beschleunigung findet eine Gewichtsverlagerung von der Vorderachse auf die Hinterachse statt, wodurch die Aufstandskräfte der vorderen Räder verringert werden. Bei gleichem Antriebsmoment der vorderen und hinteren Motoren und geringerer Aufstandskraft der vorderen Reifen ist der Schlupf vorne höher. Dadurch ist, wie in der Abbildung 5.2 zu sehen ist, die Verlustleistung durch den longitudinalen Schlupf an den Vorderrädern größer bzw. der Anstieg der Schlupfverlustleistungen an den vorderen Rädern bei der Beschleunigung größer. Um dem großen Anstieg des Schlupfes der vorderen Räder entgegenzuwirken, werden bei der optimalen Drehmomentverteilung die

5 Energieeffiziente Geradeausfahrt

Antriebsmomente der vorderen Räder reduziert und jene der hinteren Räder erhöht. Wie im unteren Diagramm zu sehen ist, wird bei der schlupfoptimalen Verteilung das Gesamtantriebsmoment nahezu ident zur Aufstandskraftverteilung zwischen Vorder- und Hinterachse verteilt.

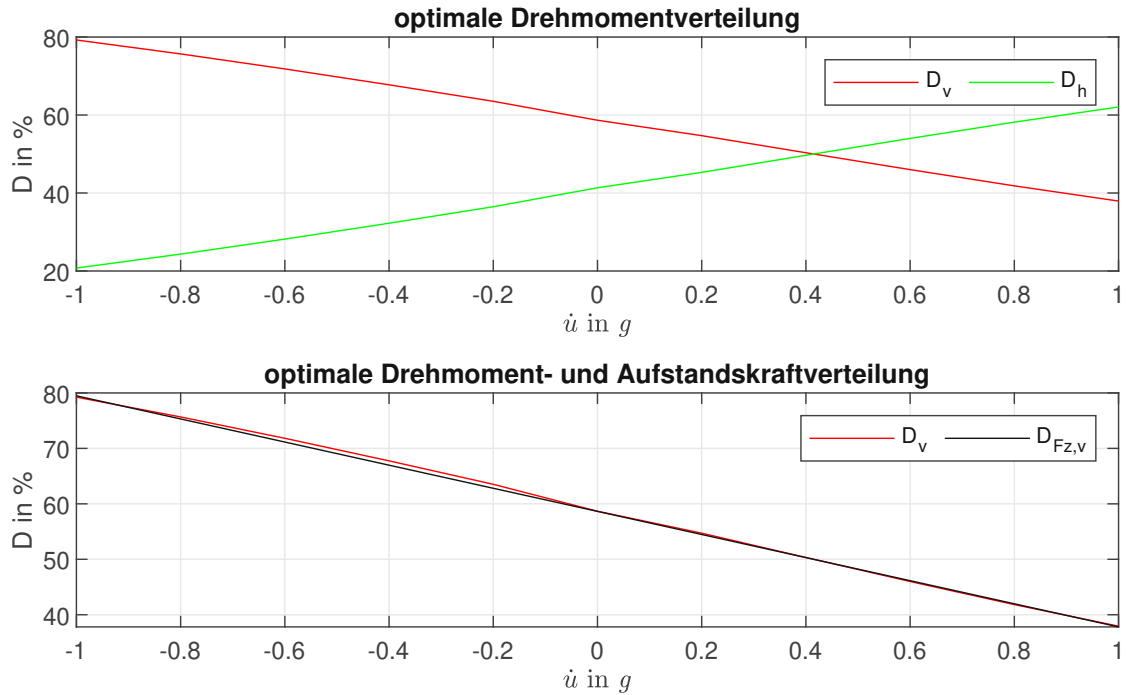


Abbildung 5.3: optimale Drehmomentverteilung Vorder-/Hinterachse und Vergleich zwischen optimaler Drehmomentverteilung und Aufstandskraftverteilung bei der Beschleunigung aus 20 km/h

5.4 Simulationstests beschleunigte Geradeausfahrt

5.4.1 Beschleunigte Geradeausfahrt

Um die Auswirkungen der optimalen Drehmomentverteilung auf die Effizienz des Fahrzeugs bei der Beschleunigung zu testen, wurde das Optimierungsprogramm in die Regelstruktur des Simulationsmodells implementiert. Für den Vergleich zwischen dem Basisfahrzeug und dem Fahrzeug mit optimierter Verteilung des Gesamtdrehmoments zwischen Vorder- und Hinterachse wurde das in der Abbildung 5.1 dargestellte Geschwindigkeitsprofil ein weiteres Mal simuliert. Damit die Daten des Basisfahrzeugs und des Fahrzeugs mit Torque-Vectoring miteinander verglichen werden können, wird der Geschwindigkeitsregler so eingestellt, dass sich bei beiden Simulationen exakt dieselben Geschwindigkeiten einstellen.

In der Abbildung 5.4 sind die Verlustleistungen aufgrund des Rollwiderstands, die Motorverluste, die Inverterverluste und die Verlustleistungen aufgrund des longitudinalen sowie lateralen Schlupfes des linken vorderen und des linken hinteren Reifens bei der Simulation der Beschleunigung mit dem Fahrzeug mit optimaler Drehmomentverteilung dargestellt. Im Vergleich zur Abbildung 5.2 zeigt sich, dass die Leistungsverluste durch den longitudinalen Schlupf der Vorderräder deutlich reduziert werden konnten. Wie in der Abbildung 5.5 zu sehen ist, konnte die Summe der Leistungsverluste aufgrund des longitudinalen Schlupfes aller vier Räder im Bereich der maximalen Beschleunigung gesenkt werden. Bei der Geradeausfahrt mit konstanter Geschwindigkeit zeigt sich, wie bei der Simulation ohne optimaler Drehmomentverteilung, dass die Verlustleistung aufgrund des Rollwiderstands am größten ist. Bei geringen Beschleunigungen sind die Verlustleistungen aufgrund des longitudinalen Schlupfes gering und es überwiegen neben den Verlustleistungen durch den Rollwiderstand die Verlustleistungen der Motoren und Inverter. Durch die optimale Verteilung des Antriebsmoments konnte bei der Beschleunigung von 20 km/h der Verbrauch an elektrischer Energie um 3,1 %, bezogen auf den Verbrauch des Basisfahrzeugs mit einer Drehmomentverteilung von 25 % pro Rad, reduziert werden.

5 Energieeffiziente Geradeausfahrt

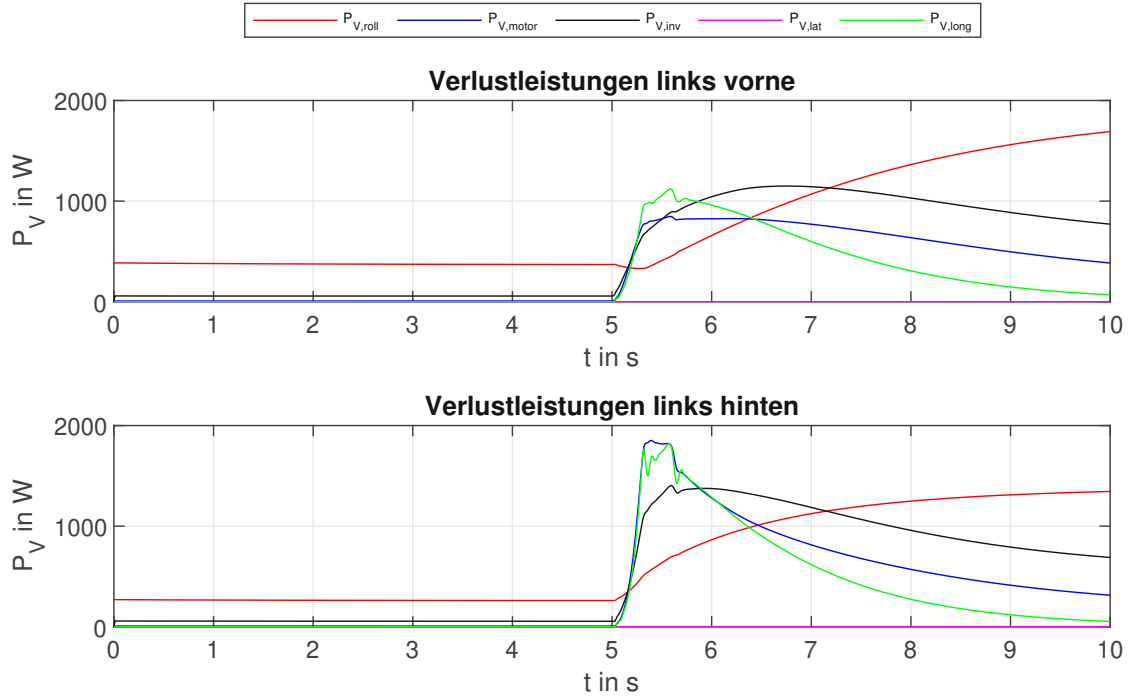


Abbildung 5.4: Verlustleistungen bei der Beschleunigung mit optimaler Drehmomentverteilung

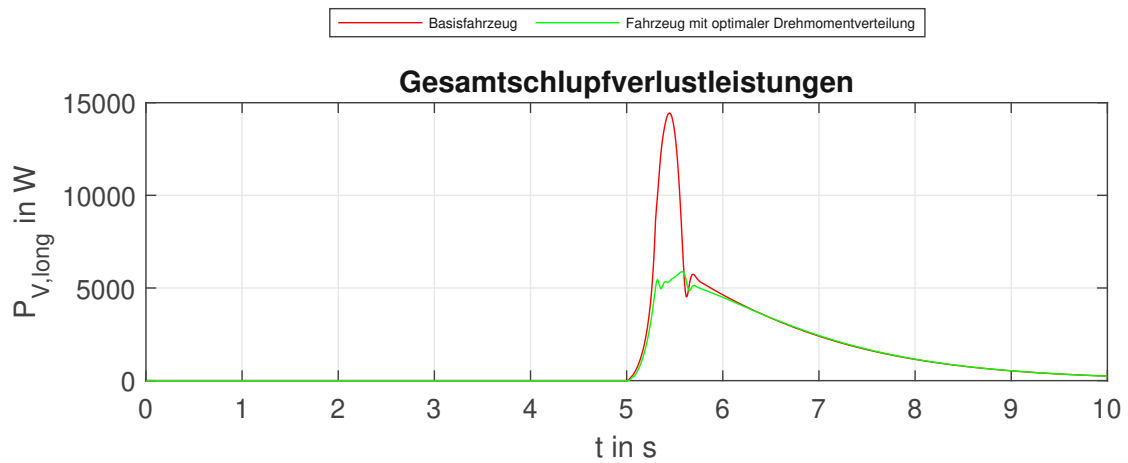


Abbildung 5.5: Vergleich der longitudinalen Schlupfverlustleistungen zwischen optimaler Drehmomentverteilung und Basisverteilung

5.4.2 Sinus-Geschwindigkeitsprofil

Zur weiteren Untersuchung der Effizienzsteigerung durch die Minimierung der Verlustleistungen durch den longitudinalen Schlupf wurde das in Abbildung 5.6 dargestellte sinusförmige Geschwindigkeitsprofil jeweils einmal mit dem Basisfahrzeug und einmal mit dem Fahrzeug mit optimaler Drehmomentverteilung simuliert. Das für die Geschwindigkeitsreduktion notwendige Bremsmoment wird dabei jedoch nicht mit Hilfe der verbauten mechanischen Bremsen erzeugt, sondern durch das Umschalten der Elektromotoren auf den Generatorbetrieb, es wird also die Energie rekuperiert. In dem Diagramm in der Abbildung 5.7 ist ein Vergleich der longitudinalen Schlupfverlustleistungskurven beider Fahrzeuge zu sehen.

Die Verlustleistungen durch den longitudinalen Schlupf der Reifen konnten durch die optimale Verteilung des Antriebsmoments reduziert werden, wobei die Reduktion bei der maximalen Verzögerung deutlich größer als bei der maximalen positiven Beschleunigung ist. Bei einer negativen Beschleunigung von $-6,7 \text{ m/s}^2$, also $-0,68 \text{ g}$, beträgt die optimale Drehmomentverteilung laut der Abbildung 5.3 zwischen Vorder- und Hinterachse 73 % zu 27 %, also 73 % des Gesamtantriebsmoments soll über die Räder der Vorderachse übertragen werden. Bei einer positiven Beschleunigung von $6,7 \text{ m/s}^2$ ist es optimal, 44 % des gesamten Drehmoments mit den Motoren der Vorderachse und 56 % mit den Motoren der Hinterachse zu erzeugen. Die festgelegte Drehmomentverteilung des Basisfahrzeugs von 25 % je Elektromotor ist bei der Verzögerung weiter von der optimalen Verteilung entfernt als bei der Beschleunigung. Daraus resultiert, dass die erzielte Reduktion der Gesamtschlupfverlustleistungen bei der Bremsung größer als bei der Beschleunigung ist. Durch die Verringerung der Verlustleistung durch den longitudinalen Schlupf der Reifen konnte der Verbrauch an elektrischer Energie reduziert werden. Die erzielte Reduktion des Energieverbrauchs bezogen auf den Verbrauch des Basisfahrzeugs beträgt bei der Simulation des Sinus-Geschwindigkeitsprofils 1 %.

5 Energieeffiziente Geradeausfahrt

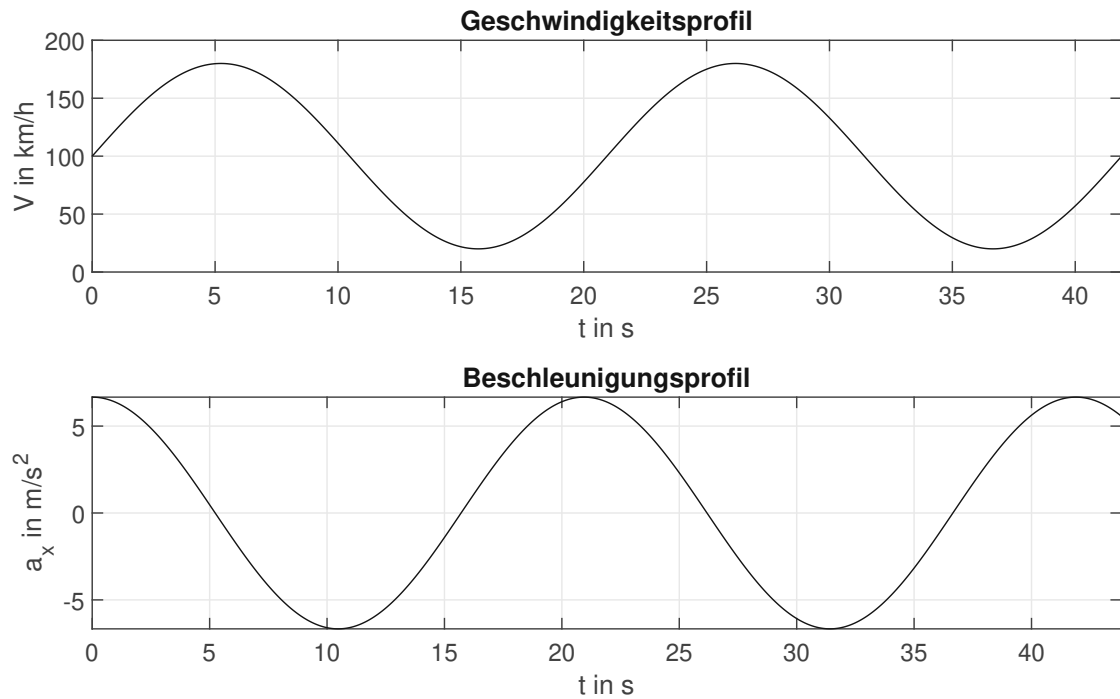


Abbildung 5.6: Geschwindigkeits- und Beschleunigungsprofil

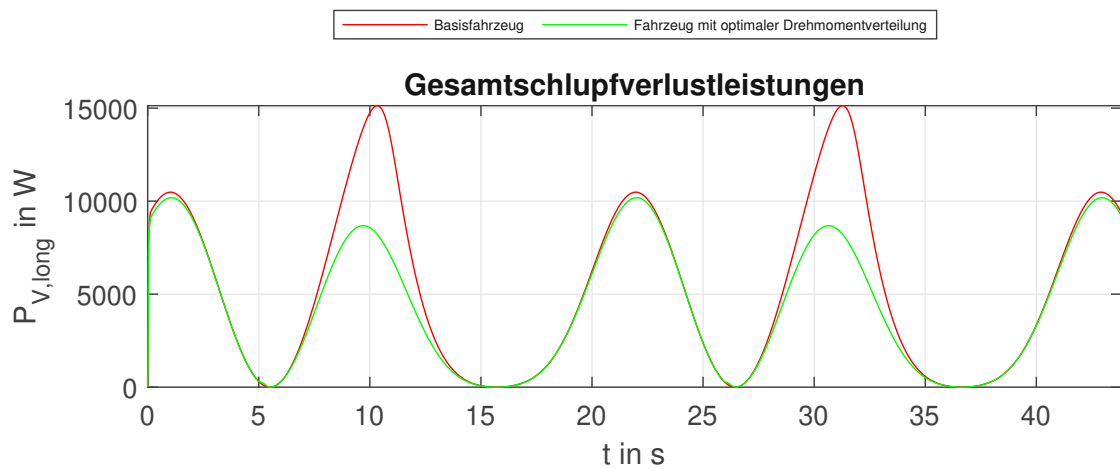


Abbildung 5.7: Vergleich der longitudinalen Schlupfverlustleistungen zwischen optimaler Drehmomentverteilung und Basisverteilung

5.5 Optimierungsproblem „Beschleunigungsstreifen“

Im vorigen Kapitel wurde gezeigt, dass durch eine optimale Drehmomentverteilung zwischen den Motoren der Vorder- und Hinterachse eine Effizienzsteigerung bei vorgegebener Geschwindigkeit und Beschleunigung erreicht wird. Nun soll untersucht werden, ob eine Verbrauchsreduktion möglich ist, wenn auf einer festgelegten Strecke neben der Drehmomentverteilung auch das Geschwindigkeitsprofil von einem Optimierungsprogramm vorgegeben wird. Auf der gewählten Distanz wird die Geschwindigkeit also nicht frei vom Fahrer gewählt, sondern das Geschwindigkeitsprofil von einem Optimierungsprogramm, mit dem Ziel den Energieverbrauch zu minimieren, bestimmt. Dabei wird der Optimierung die Geschwindigkeit am Anfang und am Ende der gewählten Strecke sowie die Streckenlänge übergeben.

Im Folgenden sollen das optimale Geschwindigkeitsprofil sowie die optimale Verteilung des Antriebsmoments bei der Auffahrt auf eine Autobahn mittels *fmincon* ermittelt werden. Das Fahrzeug fährt am Beginn des Beschleunigungsstreifens mit 50 km/h, am Ende des Beschleunigungsstreifens, dessen Länge mit 250 m angenommen wird, soll die Geschwindigkeit 130 km/h betragen. Für die Optimierung wird die Strecke in 50 gleich lange Abschnitte mit einer Länge von je 5 m eingeteilt, wobei die Optimierungsvariablen je Abschnitt die Geschwindigkeit u_i , die Drehzahlen der Vorder- und Hinterräder $\omega_{v,i}$ bzw. $\omega_{h,i}$ und die Radantriebsmomente an der Vorderachse $M_{Dv,i}$ sowie an der Hinterachse $M_{Dh,i}$ sind. Somit ergeben sich insgesamt 250 Optimierungsvariablen. Je Abschnitt müssen die in (5.4) - (5.6) angeführten Beschränkungen erfüllt werden. Beim ersten und letzten Zeitschritt müssen zusätzlich die Anfangs- und Endbedingungen (5.7) und (5.8) berücksichtigt werden. Damit verhindert wird, dass die geforderte momentane Leistung der Elektromotoren die maximal abgebbare Leistung überschreitet, müssen neben den Gleichungsbeschränkungen die Ungleichungsbeschränkungen (5.9) und (5.10) bei der Optimierung beachtet werden. Die Kostenfunktion (5.11) setzt sich aus der integrierten Verlustleistung aufgrund des longitudinalen Schlupfes der vier Reifen zusammen. Die Reifenkräfte werden wie zuvor mit Hilfe der *Magic-Formula* modelliert.

$$m\dot{u}_i - 2F_{xv,i} - 2F_{xh,i} + \frac{1}{2}c_w\rho_L A u_i^2 = 0 \quad (5.4)$$

$$J_{Rad}\dot{\omega}_{v,i} - M_{Dv,i} + F_{xv,i}R + M_{yv,i} = 0 \quad (5.5)$$

$$J_{Rad}\dot{\omega}_{h,i} - M_{Dh,i} + F_{xh,i}R + M_{yh,i} = 0 \quad (5.6)$$

$$u_1 = 13,889 \text{ m/s} \quad (5.7)$$

$$u_{50} = 36,11 \text{ m/s} \quad (5.8)$$

$$M_{Dv,i}\omega_{v,i} \leq P_{max} \quad (5.9)$$

$$M_{Dh,i}\omega_{h,i} \leq P_{max} \quad (5.10)$$

$$f = \int_0^{t_{end}} (|2(u - \omega_v R)F_{xv}| + |2(u - \omega_h R)F_{xh}|) dt \quad (5.11)$$

Um das Optimierungsproblem zu lösen, wird das Zeitintegral in der Kostenfunktion in ein Wegintegral transformiert und die Zeitableitungen in den Gleichheitsbeschränkungen in Ableitungen nach dem Weg transformiert. Da es sich weiters um kein kontinuierliches Problem handelt, sondern die Funktionen nur an diskreten Streckenpunkten gegeben sind, wird das Integral mittels Trapezregel approximiert und die Ableitungen mittels Rückwärtsdifferenzenquotienten numerisch angenähert [27].

5.6 Optimales Geschwindigkeitsprofil „Beschleunigungsstreifen“

In der Abbildung 5.8 ist das Geschwindigkeitsprofil für die Autobahnauffahrt, das sich durch das Lösen des Optimierungsproblems ergibt, dargestellt. Es handelt sich dabei um ein lineares Geschwindigkeitsprofil, wobei über die ganze Länge der Strecke konstant mit rund $2,2 \text{ m/s}^2$ beschleunigt wird. Das Antriebsmoment wird dabei, wie im Kapitel 5.3 longitudinalen Schlupf minimierend, verteilt.

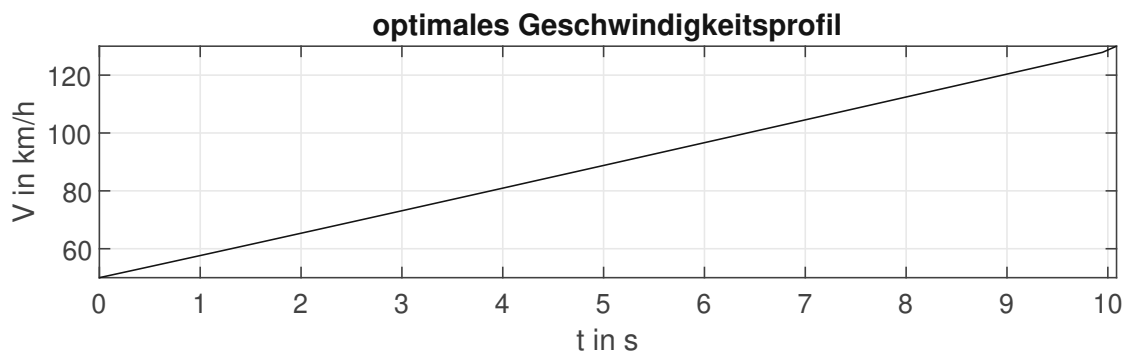


Abbildung 5.8: optimales Geschwindigkeitsprofil Autobahnauffahrt

5.7 Simulationstest „Beschleunigungstreifen“

Um zu zeigen, dass durch die Optimierung des Geschwindigkeitsprofils eine Reduktion des Energieverbrauchs erreicht werden kann, wurde ein Vergleichsgeschwindigkeitsprofil definiert und beide Geschwindigkeitsprofile mit dem *Simulink* Modell simuliert. In der [Abbildung 5.9](#) ist im linken Diagramm ein Vergleich der Ladezustandskurven während der Simulation dargestellt und im rechten Diagramm sind die gefahrenen Geschwindigkeitsprofile zu sehen. Bei den Diagrammen ist zu beachten, dass die Werte nicht über der Zeit sondern über dem Weg dargestellt sind. Mit dem optimalen Geschwindigkeitsprofil werden für die Strecke 10,09 s und mit dem Vergleichsgeschwindigkeitsprofil 8,16 s benötigt. Bei dem Vergleichsgeschwindigkeitsprofil wird am Beginn des Beschleunigungstreifens stark beschleunigt und gegen Ende die Beschleunigung reduziert. Nach 250 m wird bei beiden Simulationen die vorgegebene Geschwindigkeit von 130 km/h erreicht. Der Vergleich der Batterieladezustandskurven zeigt, dass der Ladezustand der Batterie nach der Simulation des optimalen Geschwindigkeitsprofils höher ist als beim Vergleichsgeschwindigkeitsprofil. Durch die optimale Wahl der Geschwindigkeit bei der Auffahrt auf die Autobahn konnte der Energieverbrauch um 5,5 %, bezogen auf den Energieverbrauch während der Simulation des Vergleichsgeschwindigkeitsprofils, reduziert werden.

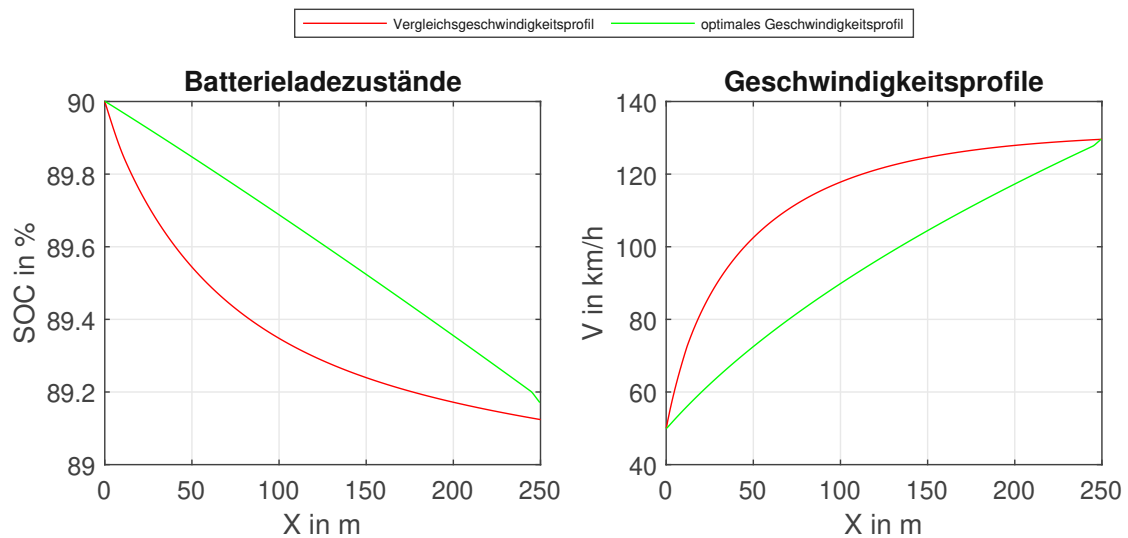


Abbildung 5.9: Vergleich der Batterieladezustände und der Geschwindigkeitsprofile zwischen optimiertem und zufälligem Geschwindigkeitsprofil

6 Energieeffiziente stationäre Kreisfahrt

Im folgenden Kapitel soll auf die Minimierung des Energieverbrauchs durch die optimale Drehmomentverteilung sowie die optimale Wahl der Lenkwinkel bei der Kurvenfahrt mit konstanter Tangentialgeschwindigkeit eingegangen werden. Dazu werden am Beginn eine stationäre Kreisfahrt simuliert und die Verlustleistungen analysiert, um im Anschluss das Optimierungsproblem definieren zu können. Das Optimierungsproblem wird dann einmal für die stationäre Kreisfahrt mit geringer Tangentialgeschwindigkeit und einmal für die stationäre Kreisfahrt mit hoher Tangentialgeschwindigkeit gelöst, wobei unterschiedliche Fahrzeugvarianten miteinander verglichen werden. Um zu verstehen, wie es zu einer Reduktion des Energieverbrauchs kommt, werden die Ergebnisse der Optimierung einer Analyse unterzogen. Um die Effizienzsteigerung zu demonstrieren, wird im vorletzten Abschnitt die am Beginn des Kapitels gezeigte Simulation mit den optimierten Werten wiederholt.

6.1 Analyse stationäre Kreisfahrt

Für die Analyse der stationären Kreisfahrt wurde eine Fahrt durch eine Rechtskurve simuliert. Dabei wird die Tangentialgeschwindigkeit konstant bei 30 km/h und der Lenkwinkel des kurveninneren Rades konstant bei 15° gehalten. In der [Abbildung 6.1](#) sind die Verlustleistungen bei der stationären Kreisfahrt dargestellt. Dabei ist die größte Verlustleistung jene aufgrund des lateralen Schlupfes der Räder. Die zweitgrößte Verlustleistung stellen jeweils die Rollreibungsverluste dar, die jedoch nicht durch die Stellgrößenverteilung beeinflusst werden können. Weiters fällt auf, dass die Verlustleistung durch den lateralen Schlupf am linken Vorderrad deutlich größer ist als an den anderen Rädern. In der [Abbildung 6.2](#) sind die Aufstandskräfte und die lateralen Reifenkräfte während der stationären Kreisfahrt gezeigt. Aufgrund der Gewichtsverlagerung ist das kurvenäußere Rad, im Fall einer Rechtskurve also das linke Vorderrad, das höchstbelastete Rad mit der größten Aufstandskraft und dementsprechend auch mit der höchsten Seitenkraft. Da die Verlustleistung durch den lateralen Schlupf nach (4.18) durch das Produkt von lateraler Schlupfgeschwindigkeit und Seitenkraft berechnet wird, ist die Verlustleistung

6 Energieeffiziente stationäre Kreisfahrt

des höchstbelasteten Rades aufgrund der hohen Seitenkraft am größten.

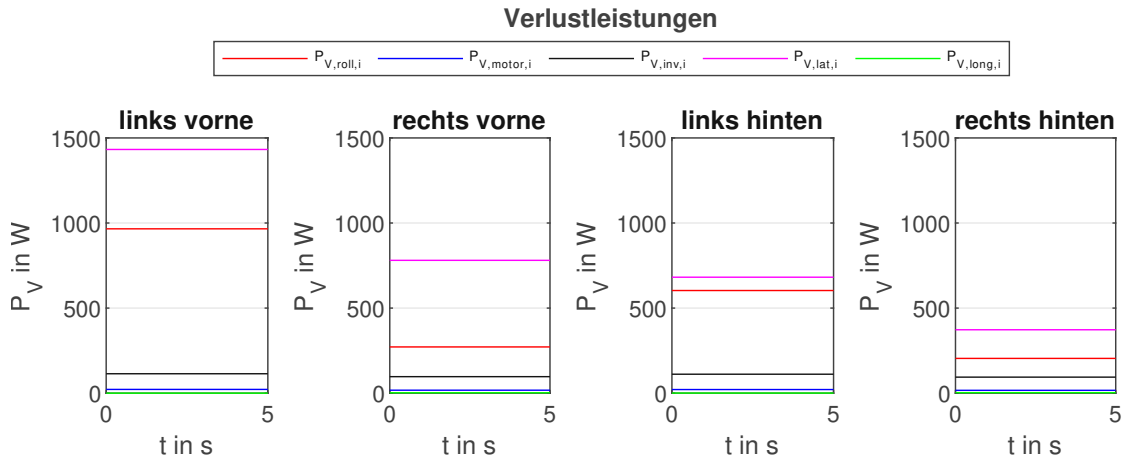


Abbildung 6.1: Verlustleistungen bei der stationären Kreisfahrt ($V = 30 \text{ km/h}$, $\delta_2 = 15^\circ$)

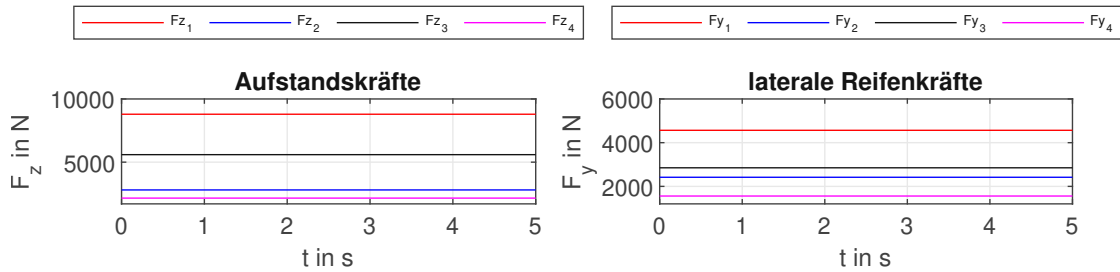


Abbildung 6.2: Horizontale und laterale Reifenkräfte bei der stationären Kreisfahrt ($V = 30 \text{ km/h}$, $\delta_2 = 15^\circ$)

In (6.1) ist die rechte Seite der Bewegungsgleichung (4.1) in x-Richtung für die stationäre Kreisfahrt dargestellt. Aufgrund der Schrägstellung der Räder bei der Kurvenfahrt wirkt ein Teil der lateralen Reifenkräfte entgegen der Fahrtrichtung. Dieser Widerstand muss bei der Kurvenfahrt zusätzlich zum Rollwiderstand und zum Luftwiderstand überwunden werden und wird in der Literatur häufig als Kurvenwiderstand bezeichnet [14]. Wie bei den Verlustleistungen liefert die laterale Reifenkraft des höchstbelasteten Rades den größten Anteil am Kurvenwiderstand. Bei der stationären Kreisfahrt hat also die seitliche Reifenkraft des Rades mit der höchsten Aufstandskraft sowohl auf die Verlustleistungen als auch auf den Kurvenwiderstand den größten Einfluss aller wirkenden Reifenkräfte.

$$\sum F_x = Fx_1 \cos \delta_1 + Fx_2 \cos \delta_2 + Fx_3 \cos \delta_3 + Fx_4 \cos \delta_4 - Fy_1 \sin \delta_1 - Fy_2 \sin \delta_2 - Fy_3 \sin \delta_3 - Fy_4 \sin \delta_4 - F_L \quad (6.1)$$

6.2 Optimierungsproblem stationäre Kreisfahrt

Wie bereits bei der Optimierung der Drehmomentverteilung bei der Geradeausfahrt wird für die stationäre Kreisfahrt wieder ein Optimierungsproblem, das auf den Bewegungsgleichungen beruht, definiert und in *Matlab* mittels *fmincon* gelöst. Dem Optimierungsprogramm wird die Gierwinkelgeschwindigkeit sowie die Tangentialgeschwindigkeit mit der die Kurve durchfahren werden soll, übergeben. Daraus werden die optimalen Drehzahlen der Räder, die Lenkwinkel aller vier Räder und der daraus resultierende Schwimmwinkel des Fahrzeugs errechnet. Dabei wird angenommen, dass die Lenkwinkel der beiden Hinterräder ident sind, sowie dass der Lenkwinkel des kurvenäußeren Vorderrades dem Ackermannwinkel entspricht und somit mit dem Lenkwinkel des kurveninneren Vorderrades berechnet werden kann. Die Bewegungsgleichungen (4.1) - (4.4) werden für die stationäre Kreisfahrt vereinfacht und der Freiheitsgrad φ vernachlässigt. Weiters wird in den Gleichungen beachtet, dass bei der stationären Kreisfahrt $u = V \cos \beta$ und $v = V \sin \beta$ gilt. Die Reifenkräfte werden wiederum mittels *Magic-Formula* berechnet, wobei die Aufstandskräfte über die Trägheitskräfte ermittelt werden. Somit ergeben sich die Gleichungsbeschränkungen der Optimierung zu (6.2) - (6.4). Die Radantriebsmomente M_{Di} können bei der stationären Kreisfahrt mittels (6.5) berechnet werden. Weiters wird bei der Optimierung beachtet, dass die maximalen Leistungen und maximalen Drehmomente der Elektromotoren nicht überschritten werden. In (6.6) ist die Kostenfunktion des Optimierungsproblems definiert.

$$mVr \sin \beta + \sum F_x = 0 \quad (6.2)$$

$$mVr \cos \beta - \sum F_y = 0 \quad (6.3)$$

$$\sum M_z = 0 \quad (6.4)$$

$$M_{Di} = F_{xi}R + M_{yi} \quad (6.5)$$

$$f = F_{x1}\omega_1 + F_{x2}\omega_2 + F_{x3}\omega_3 + F_{x4}\omega_4 \quad (6.6)$$

In den nächsten zwei Unterkapiteln wird auf die Ergebnisse der Optimierung der stationären Kreisfahrt bei 30 km/h und bei 100 km/h eingegangen und weiters das Potential der Effizienzsteigerung der unterschiedlichen Varianten des Fahrzeugs bei der stationären Kreisfahrt durch eine Rechtskurve aufgezeigt. Die Fahrzeugvarianten reichen vom Basisfahrzeug mit konstanter Drehmomentverteilung und ohne Verwendung der Hinterachslenkung bis hin zu der Fahrzeugvariante, bei der sowohl das Antriebsmoment optimal verteilt als auch die Lenkwinkel aller vier Räder optimal eingestellt werden. Die Daten

des Basisfahrzeugs, die für die Optimierung benötigt werden, werden jeweils mit Hilfe des Simulationsprogramms ermittelt, wobei die Tangentialgeschwindigkeit konstant gehalten wird und der Lenkwinkel solange in $0,5^\circ$ -Schritten gesteigert wird, bis eine Querbeschleunigung von 0.8 g erreicht wird. Über 0.8 g ist nämlich mit dem Basisfahrzeug keine stationäre Kreisfahrt mehr möglich. Die Gierraten und die Tangentialgeschwindigkeiten der gefahrenen Kurven werden gespeichert und im Anschluss dem Optimierungsprogramm übergeben. Daraus werden dann, je nach Fahrzeugvariante, die unterschiedlichen optimalen Werte berechnet und miteinander verglichen. Das Ziel der Optimierung ist es, dass dieselbe Kurve, die mit dem Basisfahrzeug gefahren wurde, festgelegt durch die Gierwinkelgeschwindigkeit und die Tangentialgeschwindigkeit, nachgefahren und dabei die benötigte Leistung reduziert wird. Es werden folgende Fahrzeugvarianten unterschieden:

- **Basisfahrzeug:** konstante Drehmomentverteilung von 25 % pro Rad
- **Variante 1:** optimale Drehmomentverteilung
- **Variante 2:** optimale Drehmomentverteilung und optimale Lenkwinkel an der Vorderachse
- **Variante 3:** optimale Drehmomentverteilung und optimale Lenkwinkel an der Vorder- und Hinterachse
- **Variante 4:** optimale Drehmomentverteilung und optimale Lenkwinkel an der Hinterachse
- **Variante 5:** konstante Drehmomentverteilung von 25 % pro Rad und optimale Lenkwinkel an der Hinterachse

Alle Fahrzeugvarianten sind ident zum Basisfahrzeug und unterscheiden sich nur dadurch, ob Torque-Vectoring, die automatische Stellung der Vorderachslenkwinkel oder die automatische Stellung der Hinterachslenkwinkel genutzt wird. Bei den Varianten 2 und 3 werden die Lenkwinkel an der Vorderachse nicht mehr vom Fahrer vorgegeben, sondern in Abhängigkeit der gefahrenen Kurve automatisch durch die Optimierung gewählt. Es wird also das Eigenlenkverhalten des Fahrzeugs verändert. Bei den übrigen Varianten sind die Lenkwinkel an der Vorderachse ident mit jenen des Basisfahrzeugs, das Eigenlenkverhalten des Fahrzeugs wird dabei nicht beeinflusst. Bei diesen Varianten werden dem Optimierungsprogramm zusätzlich die Lenkwinkel der Vorderräder des Basisfahrzeugs übergeben und gefordert, dass die berechneten Lenkwinkel ident zu den übergebenen sind.

6.3 Optimierung stationäre Kreisfahrt $V = 30 \text{ km/h}$

In der Abbildung 6.3 sind in den Diagrammen Vergleiche der Lenkwinkel des kurveninneren Rades, der Lenkwinkel der Hinterräder, der Schwimmwinkel sowie der Schräglaufwinkel zwischen dem Basisfahrzeug und den zuvor beschriebenen Varianten, bei einer konstanten Tangentialgeschwindigkeit von 30 km/h dargestellt. In der Abbildung 6.4 sind die Drehmomentverteilungen sowie die erzielten Leistungsreduktionen gegenübergestellt.

Der Lenkwinkel rechts vorne ist bei den Varianten 1, 4 und 5 ident zu jenem des Basisfahrzeugs. Bei den Varianten 2 und 3 ist der optimierte Lenkwinkel des kurveninneren Rades geringer, wobei der optimale Lenkwinkel der Variante 3, also dem Fahrzeug mit optimierter Antriebskraftverteilung und optimierten Lenkwinkeln, sowohl an der Vorder- als auch an der Hinterachse am geringsten ist. Bei den Varianten 4 und 5 wird mit den Hinterrädern in dieselbe Richtung wie mit den Vorderrädern gelenkt, hingegen wird bei der Variante 3 mit den Hinterrädern entgegengesetzt zu den Vorderrädern gelenkt.

Bei der Betrachtung der optimierten Drehmomentverteilungen fällt auf, dass bei den Varianten 2, 3 und 4 der größte Teil der Antriebskraft über das höchstbelastete Rad übertragen wird, wobei die Drehmomentverteilung bei den Varianten nahezu ident ist. Bis zur maximalen Querschleunigung steigt der Wert D_1 bis auf 100% an. Somit wird bei diesen Varianten während der stationären Kreisfahrt ein in die Kurve hineindrehendes Giermoment erzeugt. Damit der vorgegebene Kurvenradius eingehalten werden kann, müssen bei der Variante 2 und 3 die Lenkwinkel der Vorderräder reduziert werden und bei der Variante 4, bei der die Lenkwinkel der Vorderräder nicht frei gewählt werden können, muss mit den Rädern der Hinterachse in dieselbe Richtung wie mit den Vorderrädern gelenkt werden. Bei der Variante 1 wird der größte Teil der Antriebskraft über das rechte Vorderrad übertragen und somit ein aus der Kurve hinausdrehendes Giermoment erzeugt.

In den vier unteren Diagrammen der Abbildung 6.3 sind die Schräglaufwinkelverläufe dargestellt. Bei der Betrachtung fällt auf, dass bei allen Varianten die Schräglaufwinkel der Vorderräder geringer als bei dem Basisfahrzeug sind. Durch die optimale Verteilung der Drehmomente und der optimalen Lenkwinkel der Hinterräder wird also der Schräglaufwinkel des linken Vorderrades reduziert. Die Reduktion des Schräglaufwinkels beruht dabei auf der Minimierung der für die stationären Kreisfahrt notwendigen lateralen Reifenkraft des linken Vorderrades. Aufgrund der geringeren Seitenkraft des höchstbelasteten Reifens wird auch der Kurvenwiderstand minimiert.

6 Energieeffiziente stationäre Kreisfahrt

Zur anschaulichen Analyse der Schwimmwinkelverläufe bietet sich das Einspur Fahrzeugmodell an. Über die geometrischen Zusammenhänge des Einspurmodells und der Annahme, dass alle auftretenden Winkel klein bleiben, ergibt sich der Schwimmwinkel zu (6.7). Der Schwimmwinkel des vereinfachten Fahrzeugmodells verändert sich demnach nur über den Schräglaufwinkel und den Lenkwinkel der Hinterräder [14], [28]. Da das Verhältnis vom Abstand, zwischen Fahrzeugschwerpunkt und dem Mittelpunkt der Hinterachse, zum Kurvenradius ident bleibt, wenn mit demselben Fahrzeug dieselbe Kurve durchfahren wird, ist der Schwimmwinkel kleiner, je kleiner der Lenkwinkel der Hinterräder und je größer der Schräglaufwinkel der Hinterräder ist. Bei der Variante 1 wird die Hinterachslenkung nicht verwendet und die Schräglaufwinkel der Hinterräder sind kleiner als beim Basisfahrzeug. Daher ist der Schwimmwinkel auch dementsprechend größer. Bei der Variante 2 wird ebenfalls die Hinterachslenkung nicht berücksichtigt, die Schräglaufwinkel der hinteren Räder sind größer und somit der Schwimmwinkel kleiner als beim Basisfahrzeug. Bei den Varianten 3, 4 und 5 wird der Schwimmwinkel zusätzlich durch die Lenkwinkel der Hinterräder beeinflusst. Bei den Varianten 4 und 5 ist der Lenkwinkel an der Hinterachse positiv und somit β größer, bei der Variante 3 ist der hintere Lenkwinkel negativ und somit β kleiner als beim Basisfahrzeug.

$$\beta = \frac{b}{\rho} + \delta_h - \alpha_h \quad (6.7)$$

Im untersten Diagramm der Abbildung 6.4 werden die erzielten Leistungsreduktionen, bezogen auf die benötigte Leistung des Basisfahrzeugs, miteinander verglichen. Bei allen Varianten konnte die benötigte Leistung bei der stationären Kreisfahrt reduziert werden. Die Leistungsreduktion nimmt dabei mit steigender lateraler Beschleunigung stark zu. Die geringste Reduktion wird mit der Variante 1, bei der nur das Antriebsmoment optimal verteilt wird, erzielt. Die höchsten Reduktionen werden mittels Variante 2, bei der sowohl das Antriebsmoment optimal verteilt als auch die Lenkwinkel der Vorderachse optimal gewählt werden und mittels Variante 3, bei der neben der Antriebsmomentverteilung auch die Lenkwinkel aller vier Räder optimal gewählt werden, erreicht. Bei diesen beiden Varianten beträgt die maximale Leistungsreduktion bei 0.8 g lateraler Beschleunigung über 12 %. Durch die optimale Drehmomentverteilung und die optimalen Hinterachslenkwinkel, also der Variante 4, wird nahezu eine gleich große Leistungsreduktion erzielt. Das zeigt, dass für eine Effizienzsteigerung bei der stationären Kreisfahrt mit 30 km/h nicht in das Eigenlenkverhalten des Fahrzeugs eingegriffen werden muss.

6 Energieeffiziente stationäre Kreisfahrt

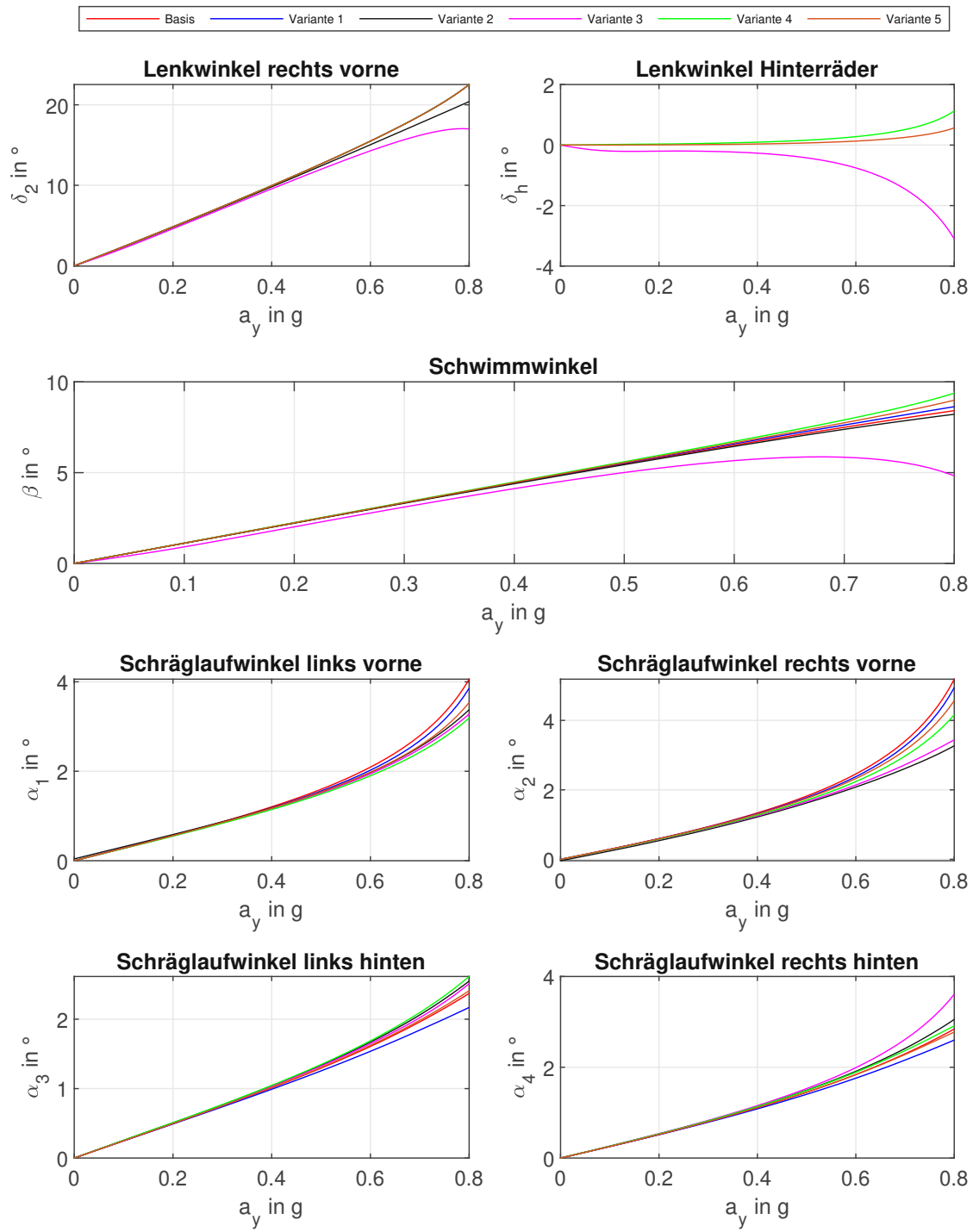


Abbildung 6.3: Vergleich der optimierten Lenkwinkel, der Schwimmwinkel und der Schräglaufwinkel bei der stationären Kreisfahrt mit $V = 30$ km/h

6 Energieeffiziente stationäre Kreisfahrt

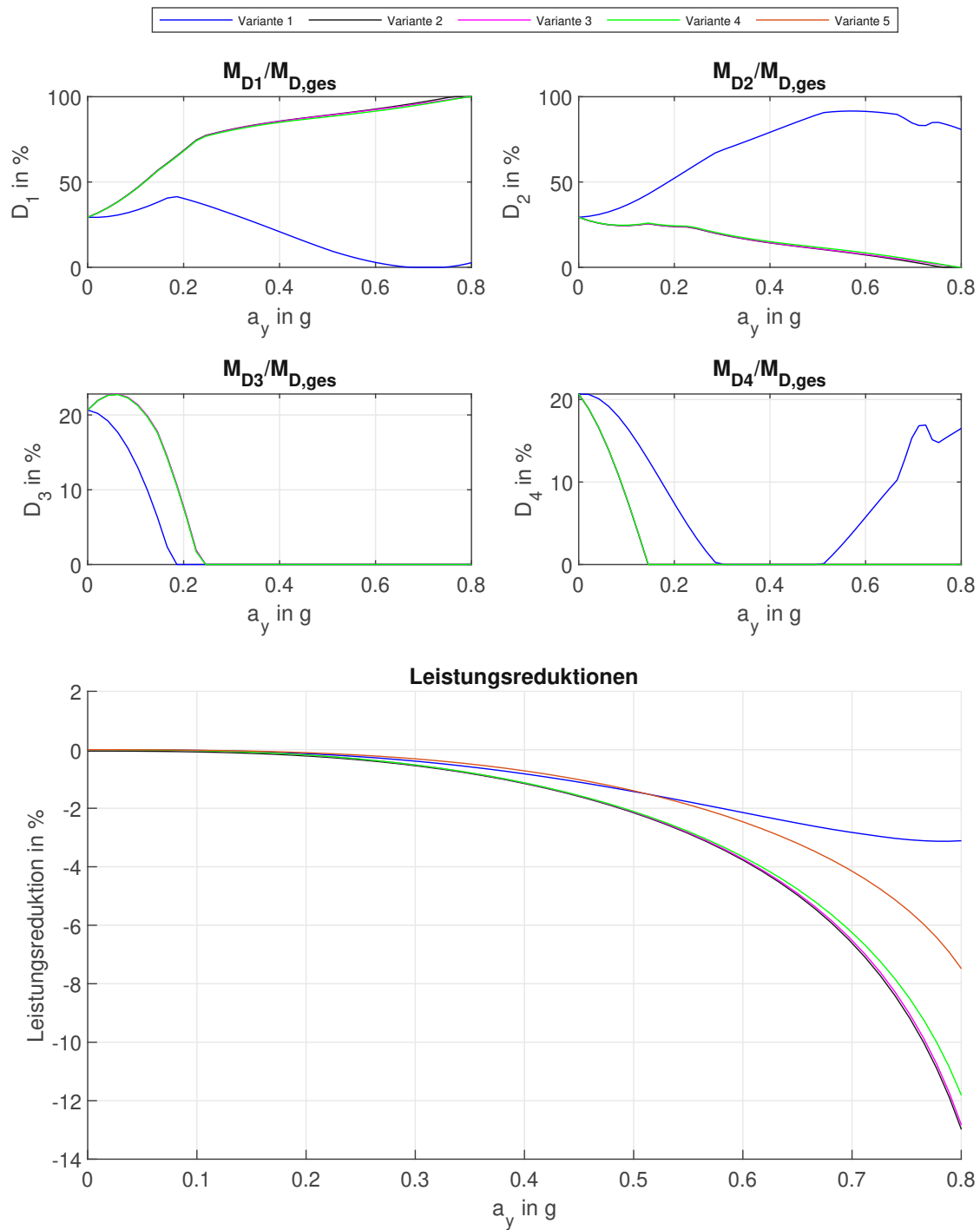


Abbildung 6.4: Vergleich der optimierten Drehmomentverteilungen und der Leistungsreduktionen bei der stationären Kreisfahrt $V = 30 \text{ km/h}$

6.4 Optimierung stationäre Kreisfahrt $V = 100 \text{ km/h}$

In der [Abbildung 6.5](#) und der [Abbildung 6.6](#) sind Vergleiche der Lenkwinkel des kurveninneren Rades, der Lenkwinkel der Hinterräder, der Schwimmwinkel, der Schräglaufwinkel, der Drehmomentverteilungen sowie die mittels Optimierung erzielten Leistungsreduktionen für die stationäre Kreisfahrt mit einer konstanten Tangentialgeschwindigkeit von 100 km/h dargestellt.

Die Verläufe der Lenkwinkel der Vorderräder sind bei allen Varianten, ausgenommen den Varianten 2 und 3, ident zu jenen des Basisfahrzeugs. Bei den beiden Varianten sind die benötigten Lenkwinkel wie zuvor geringer. Bei der Variante 3 wird der optimale Lenkwinkel der Vorderräder ab etwa einer lateralen Beschleunigung von 0.4 g negativ, somit wird mit den Vorderrädern entgegen der Drehrichtung des Fahrzeugs, also in Richtung Kurvenaußen gelenkt. Bei den Varianten 4 und 5 wird mit den Hinterrädern in dieselbe Richtung wie mit den Vorderrädern gelenkt. Der optimale Lenkwinkel der Hinterräder ist bei der Variante 3 im Bereich der betrachteten lateralen Beschleunigung negativ, somit sind bei dieser Variante ab 0.4 g alle vier Räder nach Kurvenaußen gerichtet.

Die optimierten Drehmomentverteilungen unterscheiden sich zu jenen bei der stationären Kreisfahrt mit 30 km/h . Bei den Varianten 2, 3 und 4 wird auch bei hoher Querbeschleunigung nicht die gesamte Antriebskraft über das linke Vorderrad übertragen, sondern auch ein Teil über das linke Hinterrad. Da dabei die Antriebskräfte der rechten Räder deutlich geringer sind, wird bei diesen Varianten wieder ein in die Kurve hineindrehendes Giermoment erzeugt. Bei der Variante 1, bei der nur die Verteilung des Antriebsmoments optimiert wird, wird, wie bei der stationären Kreisfahrt mit 30 km/h , ein aus der Kurve hinausdrehendes Giermoment erzeugt.

So, wie bei der stationären Kreisfahrt mit 30 km/h , werden auch bei der stationären Kreisfahrt mit 100 km/h durch die optimale Drehmomentverteilung und die optimalen Lenkwinkel der Hinterräder die Schräglaufwinkel der Vorderräder reduziert. Somit zeigt sich wieder, dass das Ziel der Optimierung die Reduktion der lateralen Reifenkräfte der höchstbelasteten Räder und die damit verbundene Minimierung des Kurvenwiderstandes ist.

6 Energieeffiziente stationäre Kreisfahrt

Die Schwimmwinkelverläufe können erneut mit Hilfe (6.7) analysiert werden. Der Schwimmwinkel der Variante 1 ist aufgrund der kleineren Schräglaufwinkel der Hinterräder größer. Die hinteren Schräglaufwinkel bei der Variante 2 sind größer als bei der Basis und somit ist der Schwimmwinkel kleiner. Bei der dritten Variante ist der Lenkwinkel der Hinterräder negativ und somit β deutlich geringer als beim Basisfahrzeug. Bei der vierten und fünften Variante tritt hingegen ein positiver Lenkwinkel der Hinterräder auf und somit ist dementsprechend der Schwimmwinkel größer als beim Basisfahrzeug.

Im untersten Diagramm der Abbildung 6.6 sind wiederum die mittels Optimierung erzielten Leistungsreduktionen dargestellt. Die geringste Reduktion wird mit der Variante 1, bei der nur das Antriebsmoment optimal verteilt wird, erreicht. Eine bereits deutlich größere Reduktion gelingt mit der Variante 5, bei der nur die Lenkwinkel der Hinterräder optimiert werden. Die größte Leistungsreduktion wird mit der Variante 3, bei der neben der Drehmomentverteilung auch die Lenkwinkel aller vier Räder optimal gewählt werden, erzielt. Bei dieser Variante wird bei einer Querschleunigung von 0.8 g die benötigte Leistung um mehr als 7 %, bezogen auf das Basisfahrzeug, reduziert. Wie bei der stationären Kreisfahrt mit 30 km/h zeigt sich auch hier, dass mit der vierten Variante, also der Optimierung der Drehmomentverteilung sowie der Lenkwinkel der Hinterräder, eine nahezu gleich große Verringerung der benötigten Leistung bei der Kurvenfahrt wie bei der Variante 3 möglich ist.

Sowohl bei der stationären Kreisfahrt mit 30 km/h als auch mit 100 km/h konnte gezeigt werden, dass eine relativ große Effizienzsteigerung erzielt werden kann, ohne dass das Fahrverhalten des Fahrzeugs wesentlich verändert werden muss. Es kann also der Energieverbrauch des Fahrzeugs bei der stationären Kurvenfahrt reduziert werden, indem, abhängig von der vom Fahrer gewählten Geschwindigkeit sowie von den gewählten Lenkwinkeln der Vorderräder, die Lenkwinkel der Hinterräder und die Drehmomentverteilung optimal gewählt werden.

6 Energieeffiziente stationäre Kreisfahrt

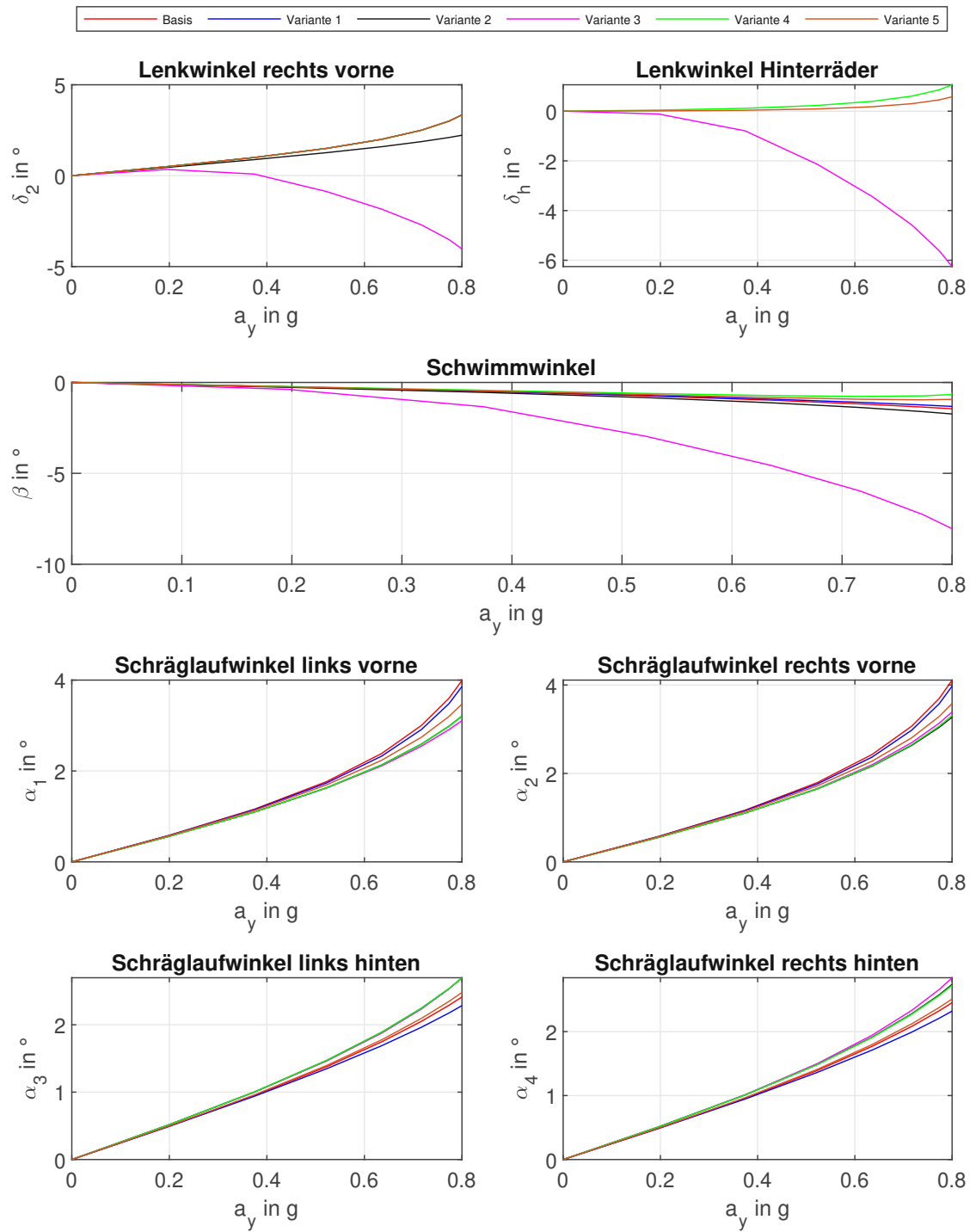


Abbildung 6.5: Vergleich der optimierten Lenkwinkel, der Schwimmwinkel und der Schräglaufwinkel bei der stationären Kreisfahrt mit $V = 100 \text{ km/h}$

6 Energieeffiziente stationäre Kreisfahrt

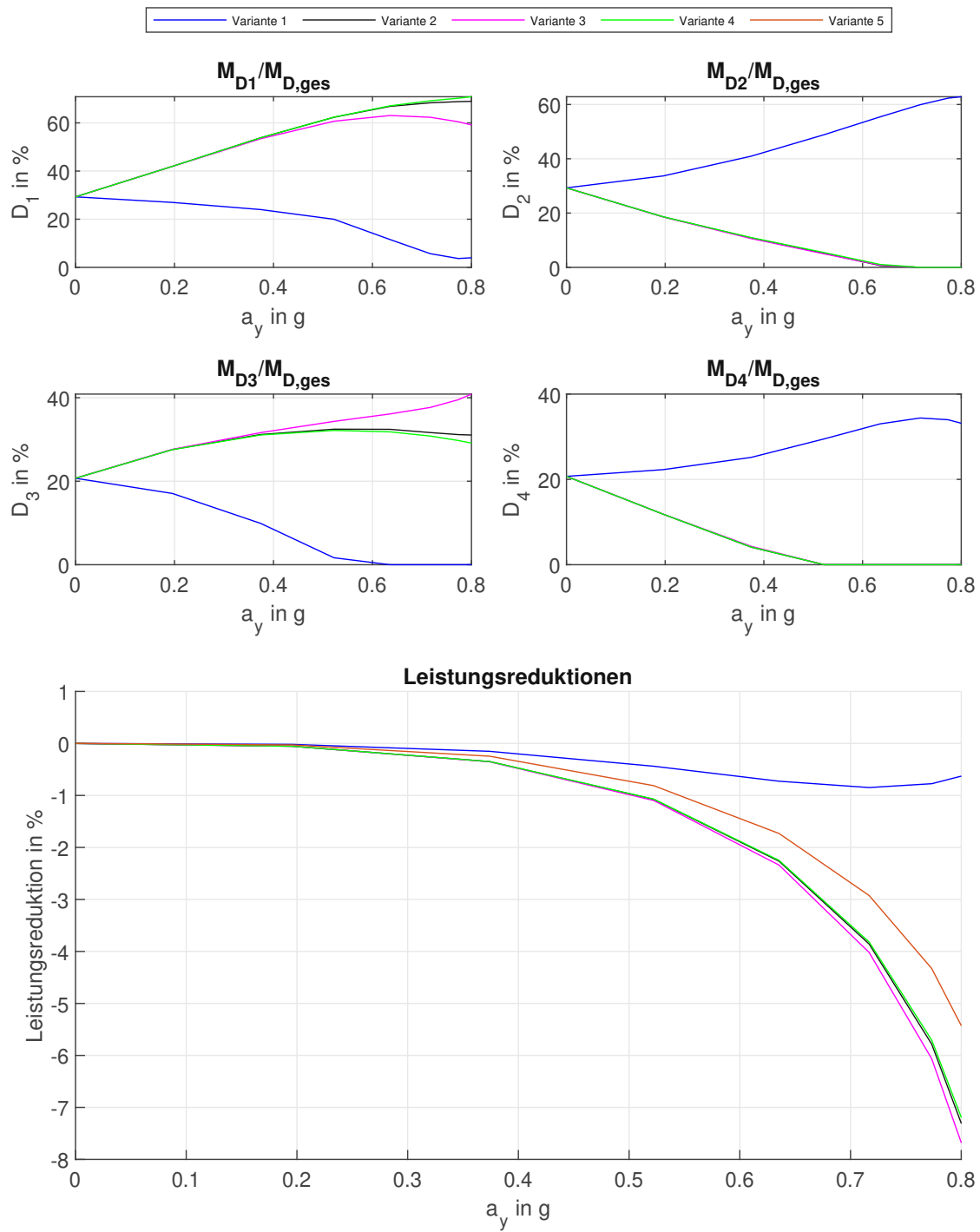


Abbildung 6.6: Vergleich der optimierten Drehmomentverteilungen und der Leistungsreduktionen bei der stationären Kreisfahrt $V = 100 \text{ km/h}$

6.5 Simulationstest stationäre Kreisfahrt

Hier soll noch einmal die Simulation aus Kapitel 6.1, bei der eine Rechtskurve mit einer Tangentialgeschwindigkeit von 30 km/h und mit einem Lenkwinkel des kurveninneren Rades von 15° durchfahren wird, wiederholt werden. Dabei wird die Kurve einmal mit dem Basisfahrzeug und einmal mit dem Fahrzeug, bei dem das Antriebsmoment optimal verteilt sowie der Lenkwinkel der Hinterräder optimal eingestellt wird, durchfahren. Die stationäre Kreisfahrt wird jeweils für 10 Sekunden simuliert. In der [Abbildung 6.7](#) ist ein Vergleich der gefahrenen Trajektorien, der Verlustleistungen durch den lateralen Schlupf, der Kurvenwiderstände sowie der Batterieladezustandskurven beider Fahrzeuge dargestellt. Wie im rechten oberen Diagramm zu sehen ist, sind die gefahrenen Kurven nahezu ident und es kommt nur zu sehr geringen Abweichungen. Die Summe der Verlustleistungen durch den lateralen Schlupf aller vier Räder konnte von 3267 W auf 3098 W reduziert und der Kurvenwiderstand konnte von 1664 N auf 1617 N verringert werden. Der Energieverbrauch während der zehn Sekunden dauernden Kurvenfahrt mit einer lateralen Beschleunigung von 0.6 g, gemessen an der Reduktion des Batterieladezustandes, konnte, bezogen auf den Energieverbrauch des Basisfahrzeugs, um 5,4 % reduziert werden.

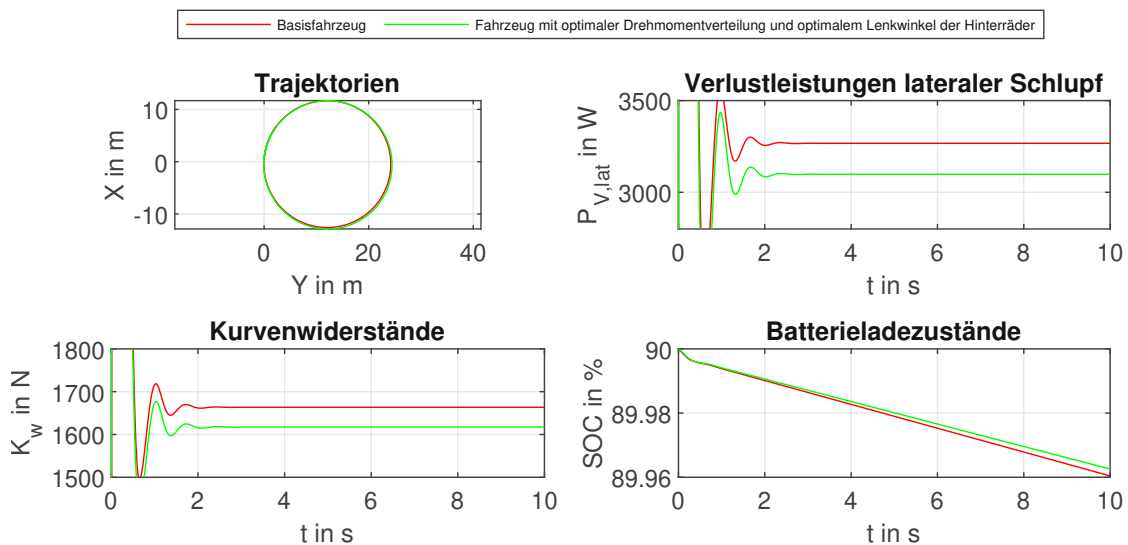


Abbildung 6.7: Vergleich der Trajektorien, der Verlustleistungen aufgrund des lateralen Schlupfes, der Kurvenwiderstände und der Batterieladezustandskurven bei der stationären Kreisfahrt mit 30 km/h zwischen dem Basisfahrzeug und der Fahrzeugvariante mit optimierter Drehmomentverteilung sowie optimiertem Lenkwinkel der Hinterräder

6.6 Fazit stationäre Kreisfahrt

In diesem Kapitel wurden unterschiedliche Varianten der Leistungsoptimierung bei der stationären Kreisfahrt miteinander verglichen. Es konnte gezeigt werden, dass mit Hilfe einer optimalen Drehmomentverteilung und einer optimalen Wahl der Lenkwinkel eine Steigerung der Effizienz gegenüber dem Basisfahrzeug bei der stationären Kreisfahrt möglich ist. Dabei ist die Leistungsreduktion größer, je höher die Querschleunigung bei der Kurvenfahrt ist. Weiters wurde aufgezeigt, dass die erzielte Effizienzsteigerung während der Kurvenfahrt auf der Reduktion der lateralen Reifenkraft des höchstbelasteten Reifens und der damit verbundenen Reduktion des Kurvenwiderstands beruht.

Der Vergleich der unterschiedlichen Fahrzeugvarianten zeigt, dass auch ohne einen Eingriff in das Eigenlenkverhalten des Fahrzeugs eine relativ hohe Reduktion der benötigten Leistung möglich ist. Dazu müssen lediglich die Drehmomentverteilung sowie der Lenkwinkel der Hinterräder optimal gewählt werden. Die für die Kurvenfahrt notwendigen Lenkwinkel der Vorderräder bleiben dabei ident zu jenen des Basisfahrzeugs. Das kann genutzt werden, um beispielsweise die Effizienz von nichtautonomfahrenden Fahrzeugen mit Hilfe von Torque-Vectoring und einer Hinterachslenkung zu steigern. Dabei werden die Geschwindigkeit sowie die Lenkwinkel der Vorderräder vom Fahrer vorgegeben und das Optimierungsprogramm stellt die Drehmomentverteilung sowie die Lenkwinkel der Hinterräder ein. Das Fahrzeug fährt dabei bei gleichem Lenkwinkel der Vorderräder die idente Kurve wie mit der Standard-Drehmomentverteilung und ohne Hinterachslenkung.

Neben der Reduktion des Energieverbrauchs wird durch die Verringerung des lateralen Schlupfes bei der stationären Kreisfahrt durch die optimale Drehmomentverteilung und die optimale Wahl des Hinterradlenkwinkels zusätzlich der Reifenverschleiß reduziert. Durch die Verringerung des Reifenabriebs wird nicht nur die Lebensdauer der Reifen verlängert, sondern auch die Mikroplastik-Emissionen vermindert.

7 Energieeffiziente beschleunigte Kurvenfahrt

In diesem Kapitel soll untersucht werden, ob auch bei der Beschleunigung in einer Kurve mittels Optimierung der Drehmomentverteilung und der Lenkwinkel der Hinterräder eine Steigerung der Effizienz möglich ist. Dazu sollen am Beginn die Verlustleistungen bei der beschleunigten Kurvenfahrt analysiert werden. Danach wird das im vorigen Kapitel für die stationäre Kreisfahrt definierte Optimierungsproblem für die beschleunigte Kurvenfahrt erweitert. Am Ende des Kapitels wird die Reduktion des Energieverbrauchs durch die optimale Drehmomentverteilung und die optimale Stellung des Lenkwinkels der Hinterräder gezeigt.

7.1 Analyse beschleunigte Kurvenfahrt

Um die Verlustleistungen bei der beschleunigten Kurvenfahrt zu analysieren, wurde mit dem Basisfahrzeug die Beschleunigung in einer Kurve bei konstantem Lenkwinkel im Anschluss an eine konstante Kreisfahrt simuliert. Während der stationären Kreisfahrt wird der Lenkwinkel des rechten Vorderrades konstant bei 10° und die Tangentialgeschwindigkeit konstant bei 30 km/h gehalten. Im Anschluss wird in der Simulation die Tangentialgeschwindigkeit innerhalb einer Sekunde auf 45 km/h erhöht und dabei der Lenkwinkel weiterhin konstant gehalten.

In der Abbildung 7.1 sind die Verlustleistungen aller vier Räder während der Beschleunigung dargestellt. Es zeigt sich, dass bei der Beschleunigung in der Kurve nicht, wie bei der stationären Kreisfahrt, nur die Verluste durch den lateralen Schlupf relativ groß sind, sondern auch, ähnlich wie bei der beschleunigten Geradeausfahrt, die Verlustleistungen aufgrund des longitudinalen Schlupfes der Reifen. Links vorne ist die Verlustleistung durch den lateralen Schlupf am größten, hingegen ist rechts vorne die Verlustleistung durch den Longitudinalschlupf des Reifens am größten. Im Diagramm in der Abbildung 7.2 sind die Aufstandskräfte der vier Räder während der beschleunigten Kurvenfahrt bei konstantem Lenkwinkel dargestellt. Wie auch bei der stationären Kreisfahrt ist auch bei

7 Energieeffiziente beschleunigte Kurvenfahrt

der beschleunigten Kurvenfahrt das kurvenäußere Vorderrad das höchstbelastete Rad. Aufgrund der Gewichtsverlagerung sowohl durch die Rollbewegung als auch durch die Beschleunigung des Fahrzeugs ist das kurveninnere Vorderrad jenes mit der geringsten Aufstandskraft. Aufgrund der Entlastung des rechten Vorderrades ist die Verlustleistung durch den longitudinalen Schlupf von diesem Reifen am größten.

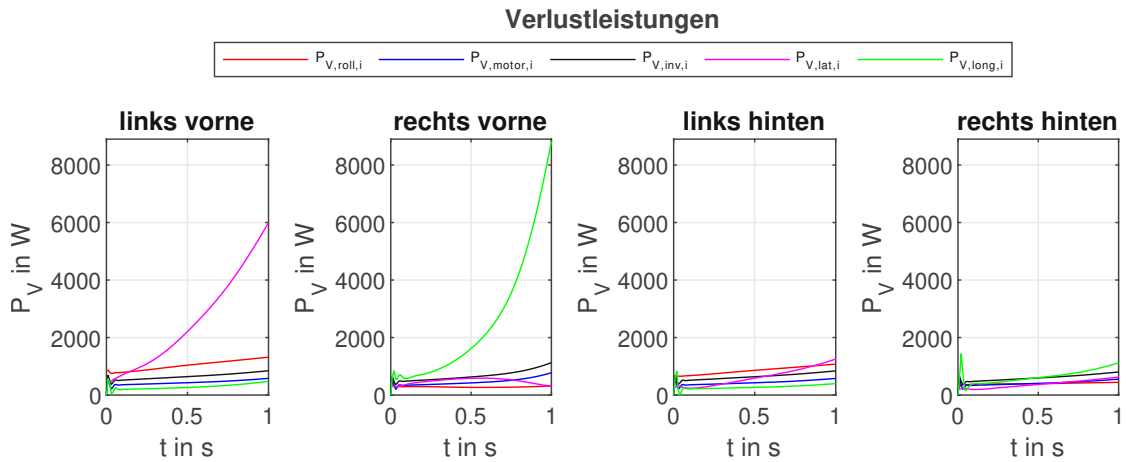


Abbildung 7.1: Verlustleistungen bei der beschleunigten Kurvenfahrt ($\delta_2 = 10^\circ$)

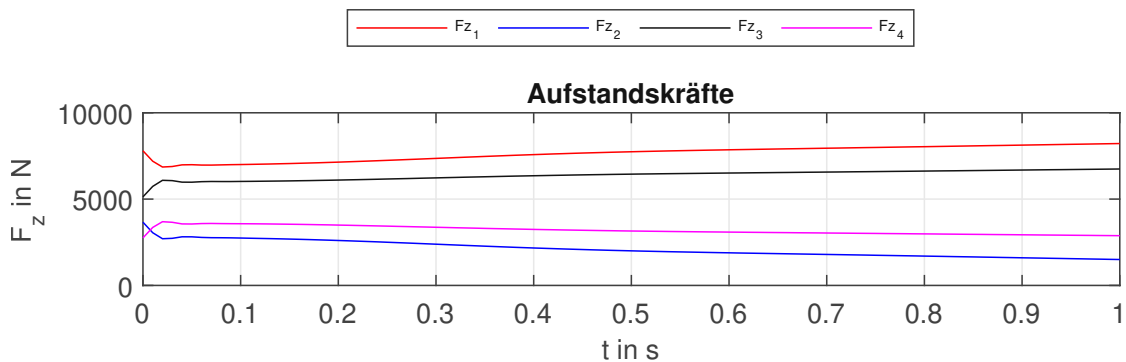


Abbildung 7.2: Aufstandskräfte bei der beschleunigten Kurvenfahrt ($\delta_2 = 10^\circ$)

Bei der beschleunigten Kurvenfahrt muss demnach das Ziel der Optimierung einerseits, wie bei der stationären Kreisfahrt, die Reduktion der lateralen Reifenkraft des kurvenäußeren Vorderrades sein. Andererseits ist, wie bei der beschleunigten Geradeausfahrt, eine solche Verteilung des Antriebsmoments, die die Minimierung des longitudinalen Schlupfes der Reifen ermöglicht, anzustreben.

7.2 Optimierungsproblem beschleunigte Kurvenfahrt

Das im Kapitel 6.2 für die stationäre Kreisfahrt definierte Optimierungsproblem soll im Folgenden für die beschleunigte Kurvenfahrt erweitert und mittels *fmincon* gelöst werden. Das Ziel der Optimierung ist, wie zuvor, dass dieselbe Trajektorie mit derselben Tangentialgeschwindigkeit und Tangentialbeschleunigung wie mit dem Basisfahrzeug gefahren wird, dabei jedoch die benötigte Leistung reduziert wird. Dem Optimierungsprogramm wird die Tangentialgeschwindigkeit, die Tangentialbeschleunigung, die Gierwinkelgeschwindigkeit sowie der Lenkwinkel des kurveninneren Vorderrades übergeben. Die Optimierungsvariablen sind dabei wiederum die Drehzahlen der Räder, der Lenkwinkel der Hinterräder und der daraus resultierende Schwimmwinkel des Fahrzeugs.

Um die Komplexität des Optimierungsproblems zu reduzieren, wird, wie in [29], bei der beschleunigten Kurvenfahrt von einem quasistationären Zustand ausgegangen. Dabei wird angenommen, dass sowohl die Gierwinkelbeschleunigung als auch die Schwimmwinkelrate vernachlässigt werden können. Wie bei der stationären Kreisfahrt wird der Freiheitsgrad φ nicht berücksichtigt und die Reifenkräfte mittels *Magic-Formula* berechnet.

Als Gleichungsbeschränkung der Optimierung werden [\(7.1\)](#) - [\(7.3\)](#), die aus den Bewegungsgleichungen hervorgehen, definiert. Aufgrund des quasistationären Ansatzes kann die zeitliche Ableitung des in [\(7.4\)](#) definierten Schlupfmaßes vernachlässigt werden, woraus sich [\(7.5\)](#) zur Berechnung der Winkelbeschleunigungen der Räder ergibt. Mit den Winkelbeschleunigungen der Räder können mit Hilfe von [\(7.6\)](#) die Radantriebsmomente berechnet werden. In [\(7.9\)](#) ist die Kostenfunktion des Optimierungsproblems definiert. Mit den beiden Ungleichheitsbeschränkungen [\(7.7\)](#) und [\(7.8\)](#) wird bei der Optimierung beachtet, dass weder das maximale Antriebsmoment noch die maximale Leistung der Elektromotoren überschritten wird.

7 Energieeffiziente beschleunigte Kurvenfahrt

$$-m(\dot{V} \cos \beta - rV \sin \beta) + \sum F_x = 0 \quad (7.1)$$

$$-m(\dot{V} \sin \beta + rV \cos \beta) + \sum F_y = 0 \quad (7.2)$$

$$\sum M_z = 0 \quad (7.3)$$

$$\kappa_i = -\frac{(V_{xi} - \omega_i R)}{V_{xi}} \quad (7.4)$$

$$\dot{\omega}_i = \frac{\dot{V}_{xi}}{R}(1 + \kappa_i) \quad (7.5)$$

$$M_{Di} = J_{Rad}\dot{\omega}_i + F_{xi}R + M_{yi} \quad (7.6)$$

$$M_{Di} \leq M_{max}i_g \quad (7.7)$$

$$M_{Di}\omega_i \leq P_{max} \quad (7.8)$$

$$f = F_{x1}\omega_1 + F_{x2}\omega_2 + F_{x3}\omega_3 + F_{x4}\omega_4 \quad (7.9)$$

7.3 Simulationstest beschleunigte Kurvenfahrt

Um zu testen, ob mit dem für die beschleunigte Kurvenfahrt definierten Optimierungsprogramm tatsächlich eine Effizienzsteigerung möglich ist, wurde die Simulation der beschleunigten Kurvenfahrt aus Kapitel 7.1 wiederholt und dabei das Antriebsmoment der vier Räder sowie die Lenkwinkel der Hinterräder mittels Optimierung festgelegt. Die Tangentialbeschleunigung während der stationären Kreisfahrt beträgt dabei rund 4 m/s^2 und die maximale Lateralbeschleunigung in der Beschleunigungsphase liegt bei $6,2 \text{ m/s}^2$. Im Folgenden sollen die ermittelten Daten während der Beschleunigungsphase miteinander verglichen werden. In der Abbildung 7.3 werden die Trajektorien, die Schräglaufwinkel des linken Vorderrades, die Verlustleistungen durch den lateralen Schlupf, die Kurvenwiderstände, die Verlustleistung durch den longitudinalen Schlupf sowie die Batterieladezustandskurven des Basisfahrzeugs und des Fahrzeugs mit optimierter Drehmomentverteilung und optimierten Lenkwinkeln der Hinterräder während der Beschleunigung miteinander verglichen. Im linken oberen Diagramm ist zu sehen, dass die während der beschleunigten Kurvenfahrt zurückgelegten Trajektorien beider Fahrzeuge nahezu ident sind. Der maximale Normalabstand zwischen den beiden Rechtskurven beträgt dabei $0,2 \text{ m}$.

Wie bereits bei der stationären Kreisfahrt wird auch bei der beschleunigten Kurvenfahrt der Schräglaufwinkel des kurvenäußeren Vorderrades durch die Optimierung reduziert, wobei die Reduktion bei der beschleunigten Kurvenfahrt deutlich größer ist. Die Verlustleistung aufgrund des lateralen Schlupfes aller vier Reifen ist bei der Simulation mit optimierter Drehmomentverteilung und optimalen Lenkwinkeln der Hinterräder geringer als beim Basisfahrzeug. Der Kurvenwiderstand ist am Beginn der Beschleunigung direkt nach der stationären Kreisfahrt mit den optimierten Werten geringer. Gegen Ende der Simulation ist der Kurvenwiderstand des Basisfahrzeugs geringer. Die Verlustleistung durch den longitudinalen Schlupf der Räder kann mit Hilfe der optimalen Drehmomentverteilung und der optimalen Hinterachslenkwinkel deutlich gegenüber dem Basisfahrzeug reduziert werden.

Im untersten Diagramm ist zu sehen, dass der Ladezustand der Batterie nach der Simulation mit dem Basisfahrzeug geringer ist. Der Energieverbrauch während der kompletten Simulationsdauer konnte mittels Optimierung um $5,9 \%$, bezogen auf den Energieverbrauch des Basisfahrzeugs, reduziert werden. Während der Beschleunigungsphase in der letzten Sekunde beträgt die Reduktion sogar $6,3 \%$.

7 Energieeffiziente beschleunigte Kurvenfahrt

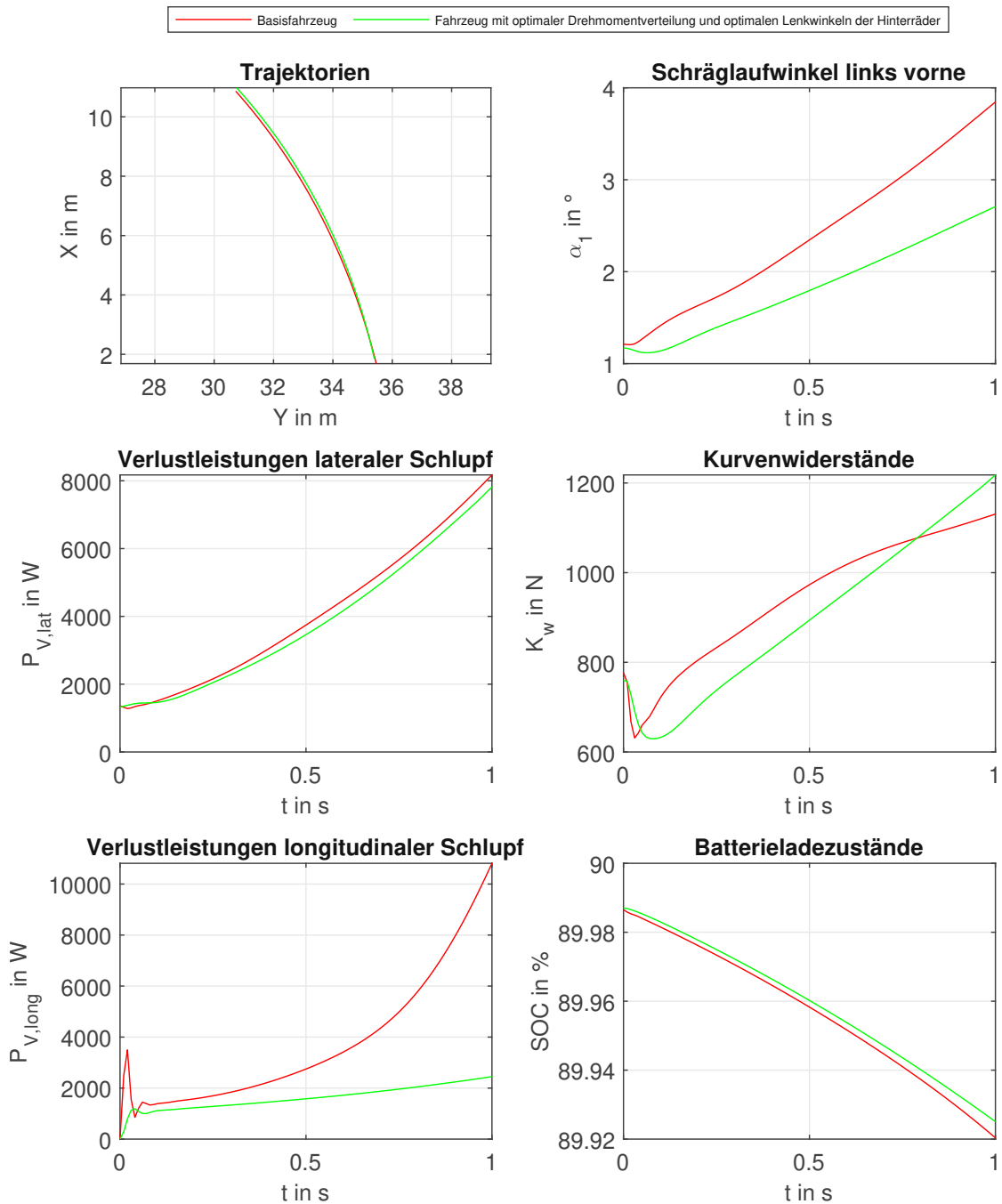


Abbildung 7.3: Vergleich der Trajektorien, der Schräglaufwinkel des linken Vorderreifens, der Verlustleistungen durch den lateralen und longitudinalen Schlupf, der Kurvenwiderstände und der Batterieladezustandskurven bei der beschleunigten Kurvenfahrt mit $\dot{V} = 4 \text{ m/s}^2$ und konstanten Lenkwinkeln der Vorderräder $\delta_2 = 10^\circ$

7 Energieeffiziente beschleunigte Kurvenfahrt

In der Abbildung 7.4 sind die optimalen Drehmomentverteilungen sowie die optimalen Lenkwinkel der Hinterräder während der beschleunigten Kurvenfahrt dargestellt. Am Beginn der Beschleunigungsphase wird der Anteil des Antriebsmoments des linken Vorderwades am Gesamtdrehmoment von über 80 % bei der stationären Kreisfahrt auf unter 40 % reduziert. Die Anteile der über die anderen Reifen übertragenen Antriebskräfte werden hingegen deutlich erhöht. Da der größte Teil der Antriebskraft über die kurvenäußeren Räder übertragen wird, wird wiederum ein in die Kurve hineindrehendes Giermoment erzeugt.

Im untersten Diagramm ist der Lenkwinkel der Hinterräder dargestellt. Wie auch bei der stationären Kreisfahrt wird bei der energieeffizienten beschleunigten Kurvenfahrt mit den Hinterrädern in dieselbe Richtung wie mit den Vorderrädern gelenkt. Der Lenkwinkel wird dabei mit zunehmender lateraler Beschleunigung gesteigert.

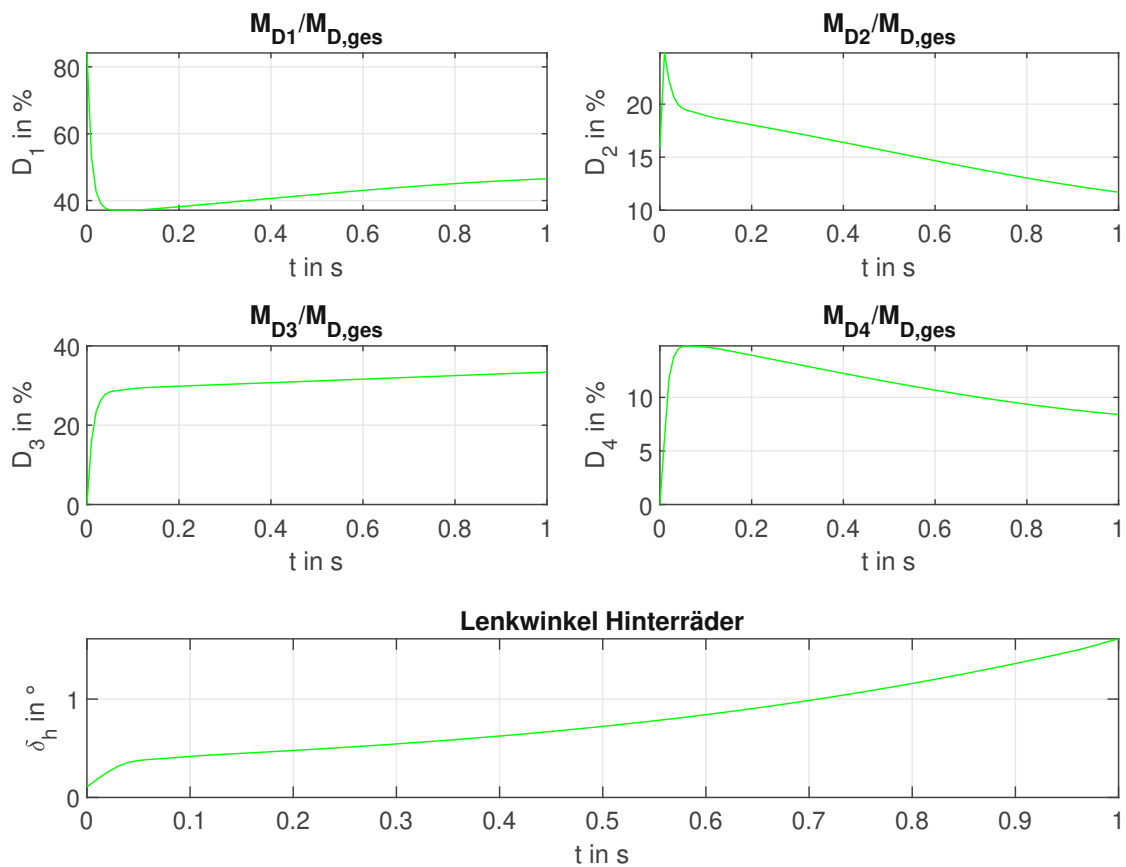


Abbildung 7.4: Optimale Drehmomentverteilungen und optimale Lenkwinkel der Hinterräder bei der beschleunigten Kurvenfahrt mit $\dot{V} = 4 \text{ m/s}^2$ und konstantem Lenkwinkel des rechten Vorderrades $\delta_2 = 10^\circ$

8 TV- und Hinterachslenkwinkelsteuerung

Basierend auf den Erkenntnissen aus der Optimierung, dass mit Hilfe der Drehmomentverteilung und der Hinterradlenkung die Effizienz des Fahrzeugs in den unterschiedlichen Fahrmanövern gesteigert werden kann, wird nun eine radindividuelle Drehmomentverteilung und eine Hinterachslenkung entwickelt und in das Fahrzeugmodell implementiert.

Der Vergleich der unterschiedlichen Fahrzeugvarianten bei der Optimierung der stationären Kreisfahrt hat gezeigt, dass auch ohne Eingriff in die Lenkung der Vorderräder eine Reduktion des Energieverbrauchs möglich ist. Wird nicht in die Lenkung der Vorderräder eingegriffen, übernimmt der Fahrer auch weiterhin die eigentliche Regelaufgabe, also das Fahrzeug auf der gewünschten Trajektorie zu halten. Damit das Verhalten des Fahrzeugs für den Fahrer auch prädizierbar bleibt, wird auf eine Steuerung zurückgegriffen. Dabei soll jedoch die Fahrdynamik des Fahrzeugs nicht wesentlich verändert werden und somit, trotz dynamischer Antriebsmomentverteilung und Stellung der Hinterradlenkung, das Eigenlenkverhalten des Fahrzeugs ident zu jenem des passiven Basisfahrzeugs bleiben.

Um einerseits die Funktion der Steuerung zu testen und andererseits die Effizienzsteigerung zu zeigen, wird eine Teststrecke definiert und sowohl mit als auch ohne Steuerung simuliert. Am Ende des Kapitels werden noch die Auswirkungen unterschiedlicher Parametervariationen auf die Kennfelder untersucht.

8.1 Aufbau der Steuerung

In der Abbildung Abbildung 8.1 ist der schematische Aufbau der Steuerung dargestellt. Der Steuerung werden die momentane Tangentialgeschwindigkeit, die momentane Tangentialbeschleunigung, die geforderte Gesamtantriebskraft und der Lenkwinkel der Vorderräder übergeben. In der Simulation wird die Antriebskraft vom Geschwindigkeitsregler, der aus der Differenz zwischen der Referenzgeschwindigkeit und der momentanen Geschwindigkeit die benötigte Antriebskraft in longitudinaler Richtung berechnet, vorgegeben. Der momentane Lenkwinkel entspricht dem Referenzlenkwinkel, der vor der Simulation definiert wird. In einem realen Fahrzeug würden die Gesamtantriebskraft sowie der Lenkwinkel vom Fahrer über die Gaspedalstellung bzw. über die Lenkradstellung festgelegt werden. Die Steuerung gibt in Abhängigkeit der übergebenen Werte sowohl die leistungsoptimalen Drehmomente der Elektromotoren als auch den leistungsoptimalen Lenkwinkel der Hinterräder aus.

Bei der beschleunigten Geradeausfahrt werden für die Optimierung die momentane longitudinale Geschwindigkeit und Beschleunigung benötigt. Bei der Geradeausfahrt entspricht die Tangentialgeschwindigkeit der Longitudinalgeschwindigkeit sowie die Tangentialbeschleunigung der Longitudinalbeschleunigung. Somit kann die optimale Drehmomentverteilung bei der beschleunigten Geradeausfahrt in Abhängigkeit von den beiden Werten angegeben werden. Für die Ermittlung der optimalen Werte bei der stationären Kreisfahrt wird neben der Tangentialgeschwindigkeit auch die Gierwinkelgeschwindigkeit benötigt. Daher muss vor der Optimierung mittels Simulation ermittelt werden, welche Gierwinkelgeschwindigkeiten sich bei den unterschiedlichen Tangentialgeschwindigkeiten und Lenkwinkeln der Vorderräder einstellen. Erst dann können die optimale Antriebsmomentverteilung sowie der optimale Lenkwinkel der Hinterräder in Abhängigkeit der Tangentialgeschwindigkeit und des Lenkwinkels angegeben werden. Bei der beschleunigten Kurvenfahrt wird angenommen, dass sich im quasistationären Zustand bei derselben Tangentialgeschwindigkeit und demselben Lenkwinkel die gleiche Gierwinkelgeschwindigkeit wie bei der stationären Kreisfahrt einstellt, dabei jedoch mit der vorgegebenen Tangentialbeschleunigung beschleunigt wird. Dadurch können bei der beschleunigten Kurvenfahrt die optimale Drehmomentverteilung und der optimale Lenkwinkel der Hinterräder in Abhängigkeit des Lenkwinkels der Vorderräder, der Tangentialgeschwindigkeit und der Tangentialbeschleunigung definiert werden.

8 TV- und Hinterachslenkwinkelsteuerung

Da die Optimierung sehr rechen- und zeitintensiv ist, werden Kennfelder für die optimale Drehmomentverteilung und den optimalen Lenkwinkel der Hinterräder vorab erarbeitet und dann in Lookup-Tabellen hinterlegt. Aus den Tabellen werden dann von der Steuerung in Abhängigkeit der Tangentialgeschwindigkeit, der Tangentialbeschleunigung und dem Lenkwinkel die optimale Drehmomentverteilung sowie der optimale Hinterachslenkwinkel ausgelesen. Aus den Lookup-Tabellen werden die Momentverteilungsfaktoren D_i ausgelesen. Durch die Multiplikation des jeweiligen Faktors mit dem geforderten Gesamtmoment werden die Antriebsmomente M_i der vier Motoren berechnet. Aus einer weiteren Lookup-Tabelle wird der Lenkwinkel der Hinterräder ausgelesen. Bei allen Lookup-Tabellen handelt es sich um dreidimensionale Tabellen, wobei zwischen den diskreten Punkten mit Akima-Splines interpoliert wird. Bei der Akima-Interpolation wird zwischen den Stützstellen ein Polynom dritten Grades definiert und gefordert, dass sowohl die Interpolationspolynome als auch deren Gradienten an den Stützstellen stetig sind [30].

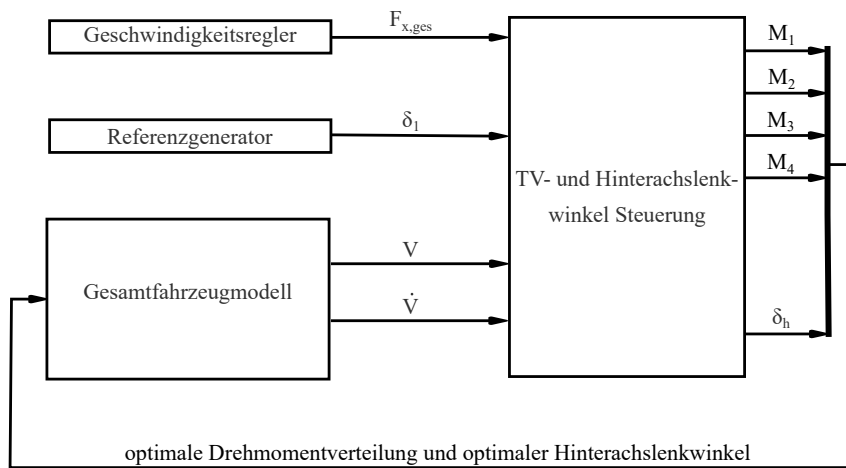


Abbildung 8.1: schematischer Aufbau der TV- und Hinterachslenkwinkelsteuerung

Die Kennfelder werden für Tangentialgeschwindigkeiten von 20 km/h bis 180 km/h und einen Lenkwinkelbereich von -35° bis 35° berechnet. Die Tangentialbeschleunigung wird bei der beschleunigten Kurvenfahrt bis 100 km/h mit 6 m/s^2 und in dem Bereich von 100 km/h bis 180 km/h mit 5 m/s^2 begrenzt. Weiters werden bei der Kurvenfahrt die optimalen Werte nur bis zu einer lateralen Beschleunigung von 8 m/s^2 ermittelt. Bei einer höheren lateralen Beschleunigung als 8 m/s^2 wird die Basisdrehmomentverteilung von 25 % pro Rad eingestellt und der Lenkwinkel der Hinterräder auf 0° gestellt. Damit auch bei der Geradeausfahrt mit höherer Beschleunigung als 5 m/s^2 bzw. 6 m/s^2 und auch bei der Rekuperation die optimale Drehmomentverteilung gewählt wird, werden in den Lookup-Tabellen auch die optimierten Werte für die Geradeausfahrt bis zu einer maximalen Longitudinalbeschleunigung von 9 m/s^2 bzw. bis zu einer minimalen Longitudinalbeschleunigung von -4 m/s^2 hinterlegt. Da sich bei Simulationen von unbeschleunigten Geradeausfahrten gezeigt hat, dass es energieeffizienter ist, das Fahrzeug nur mit den vorderen Motoren anzutreiben, wird bei der Geradeausfahrt mit konstanter Geschwindigkeit die benötigte Antriebskraft ausschließlich mit den beiden Motoren der Vorderachse erzeugt, die Motoren der Hinterachse werden dabei ausgeschaltet.

Für die Berechnung der Kennfelder wird das open-source Optimierungsprogramm *CasADi* verwendet, da die benötigte Rechenzeit deutlich geringer als mit *fmincon* ist und weiters beide Programme dieselben Ergebnisse liefern. In der [Abbildung 8.2](#) sind die ermittelten Kennfelder für die Drehmomentverteilungsfaktoren und für den Lenkwinkel der Hinterräder für eine konstante Tangentialbeschleunigung von 4 m/s^2 sowie positive Lenkwinkel dargestellt.

8 TV- und Hinterachslenkwinkelsteuerung

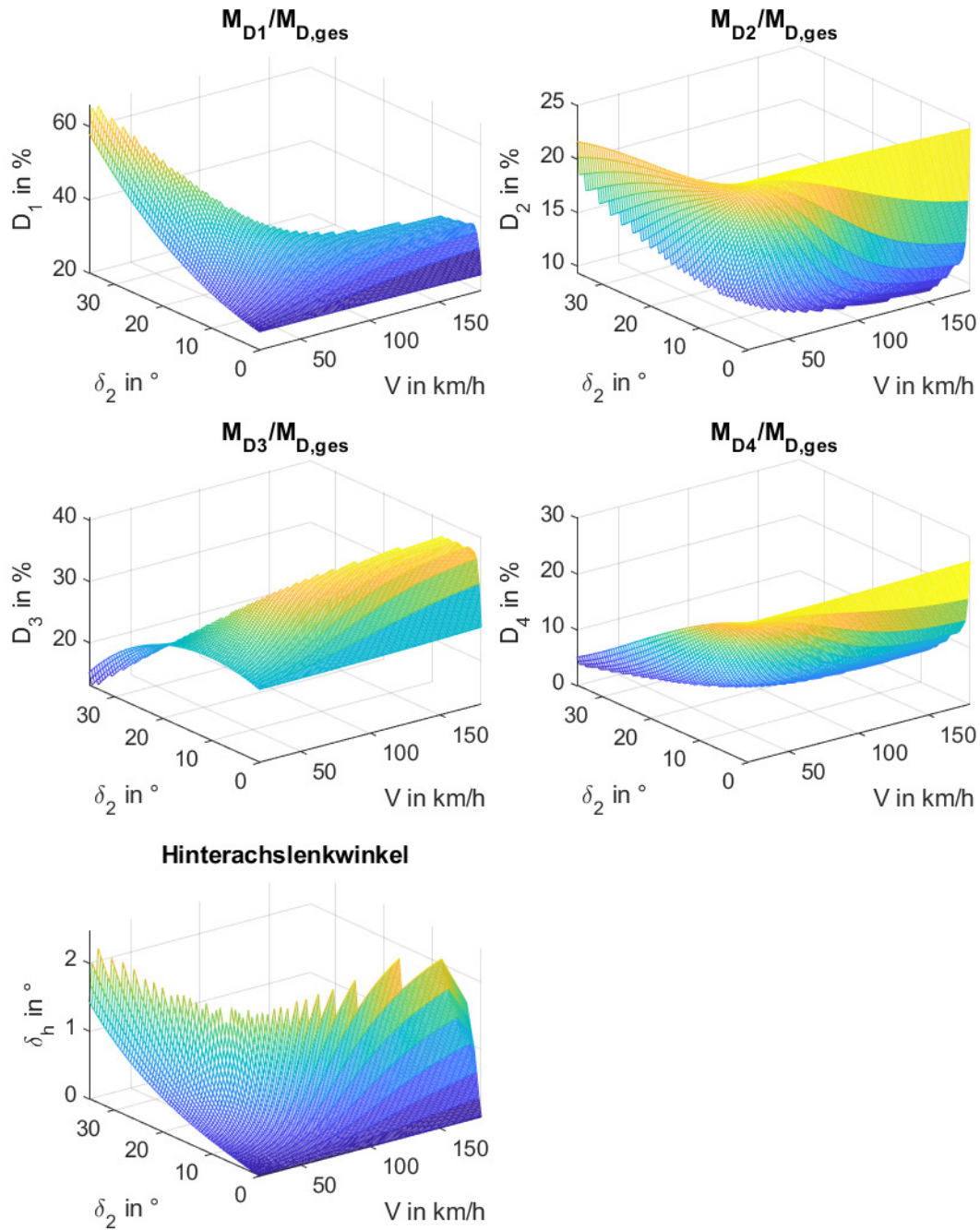


Abbildung 8.2: Kennfelder für die optimale Drehmomentverteilung und den optimalen Hinterachslenkwinkel bei $\dot{V} = 4 \text{ m/s}^2$

8.2 Teststreckensimulation

Um die Steuerung zu testen, wurde eine 4,2 km lange Teststrecke definiert und sowohl mit dem Basisfahrzeug als auch mit dem Fahrzeug mit implementierter Steuerung simuliert. Die definierte Strecke wurde aus den einzelnen Manövern, die in den vorigen Kapiteln analysiert und optimiert wurden, aufgebaut. Damit auch bei beiden Simulationen tatsächlich dieselbe Trajektorie gefahren wird, wird in die Regelstruktur des Simulationsmodells eine Lenkwinkelregelung eingefügt. Dazu wird der bereits in *Simulink* vorhandene Block *Lateral Controller Stanley* verwendet. Der Regler nutzt die Stanley-Methode [31] und basiert auf einem dynamischen Fahrradmodell. Mit Hilfe des Reglers wird die aktuelle Position des Fahrzeugs an eine gegebene Referenzposition durch die Veränderung des Lenkwinkels der vorderen Räder angepasst. Bei der Berechnung des Lenkwinkelbefehls wird sowohl die aktuelle Geschwindigkeit als auch die aktuelle Fahrtrichtung berücksichtigt [32].

In der Abbildung 8.3 sind die gefahrenen Trajektorien, die Tangentialgeschwindigkeit, die Tangentialbeschleunigung und die Lateralbeschleunigung während der beiden Simulationen dargestellt. Die Teststrecke setzt sich aus sieben Streckenabschnitten, deren Anfang und Ende jeweils in der Abbildung mit einer roten Linie gekennzeichnet ist, zusammen. Dabei handelt es sich um konstante bzw. beschleunigte Geradeausfahrten, um zwei Kurven, die mit konstanter Geschwindigkeit durchfahren werden und um eine Kurve, in der beschleunigt wird. In der Abbildung 8.4 werden die drei von den beiden Fahrzeugen gefahrenen Kurven miteinander verglichen. In der ersten und dritten Kurve, also den Streckenabschnitten zwei und sechs, sind die Trajektorien geringfügig unterschiedlich. Das Fahrzeug mit Steuerung der Drehmomentverteilung und des Lenkwinkels der Hinterräder fährt dabei eine minimal engere Kurve als das Basisfahrzeug. Dabei beträgt der maximale Normalabstand zwischen den beiden Trajektorien unter 0,5 m. In der zweiten Kurve wird in beiden Simulationen ein nahezu identischer Pfad zurückgelegt. Durch eine genaue Regelung der Geschwindigkeit sind die Tangentialgeschwindigkeiten und Beschleunigungen beider Fahrzeuge gleich.

In der Abbildung 8.5 ist ein Vergleich der benötigten Lenkwinkel der Vorderräder sowie der Batterieladezustandskurven dargestellt. In der ersten Kurve wird mit dem Basisfahrzeug ein geringerer Lenkwinkel als mit dem Fahrzeug mit implementierter Steuerung benötigt. Der maximale Lenkwinkel des Basisfahrzeugs in der ersten Kurve ist um rund $0,8^\circ$ geringer. Auch in der zweiten Kurve wird mit dem Basisfahrzeug ein geringerer Lenkwinkel benötigt, um dem Referenzpfad zu folgen. Dabei ist der maximal benötigte

8 TV- und Hinterachslenkwinkelsteuerung

Lenkwinkel bei der Simulation mit dem Basisfahrzeug um $0,5^\circ$ geringer. In der dritten Kurve sind die Lenkwinkelverläufe nahezu ident.

Im rechten Diagramm der Abbildung ist ersichtlich, dass mit Hilfe der entwickelten Steuerung der Energieverbrauch reduziert bzw. der Batterieladezustand am Ende der Simulation gesteigert werden konnte. In der [Tabelle 8.1](#) sind neben einer kurzen Beschreibung der Fahrmanöver, auch die erzielten Steigerungen des Batterieladezustands in den jeweiligen Streckenabschnitten angeführt. Der Batterieladezustand des Fahrzeugs mit implementierter Steuerung war nach der Simulation um 4,1%, bezogen auf den Batterieladezustand des Basisfahrzeugs, höher. Die während der einzelnen Streckenabschnitte erzielten Verbrauchsreduktionen entsprechen den erwarteten Werten, nur bei der beschleunigten Kurvenfahrt wurde eine deutlich geringere Reduktion erzielt, was jedoch mit der Lenkwinkelregelung bei der beschleunigten Kurvenfahrt zusammenhängen könnte.

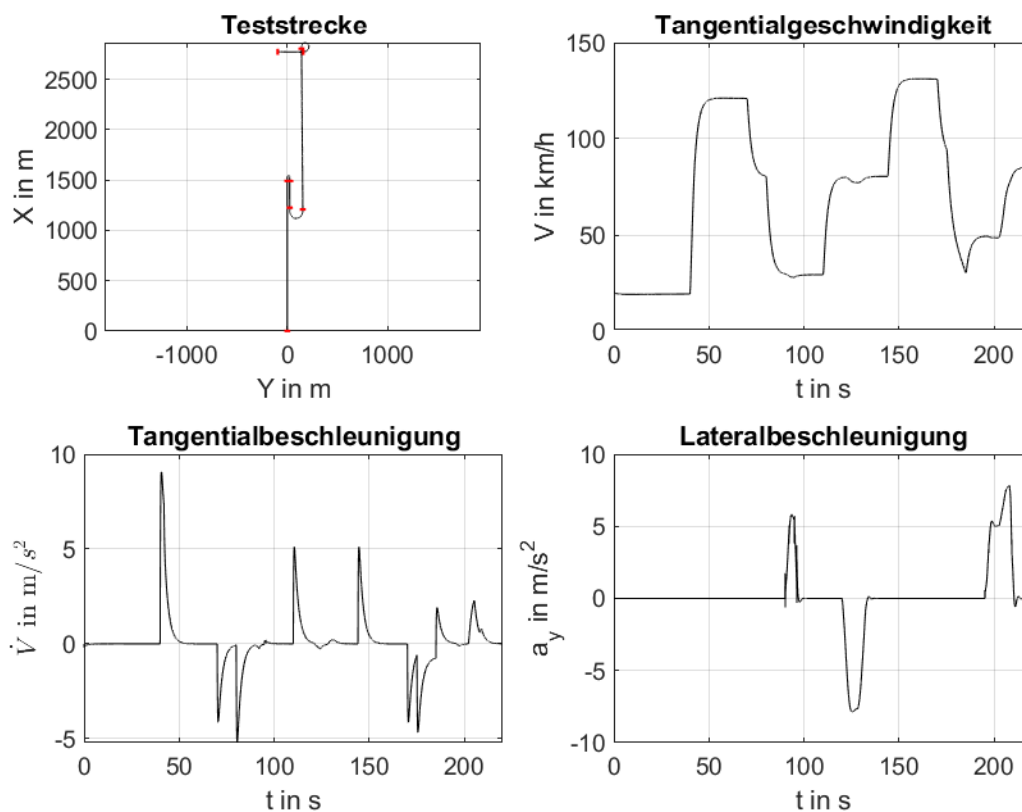


Abbildung 8.3: Trajektorie, Tangentialgeschwindigkeit, Tangentialbeschleunigung und laterale Beschleunigung bei der Simulation der Teststrecke

8 TV- und Hinterachslenkwinkelsteuerung

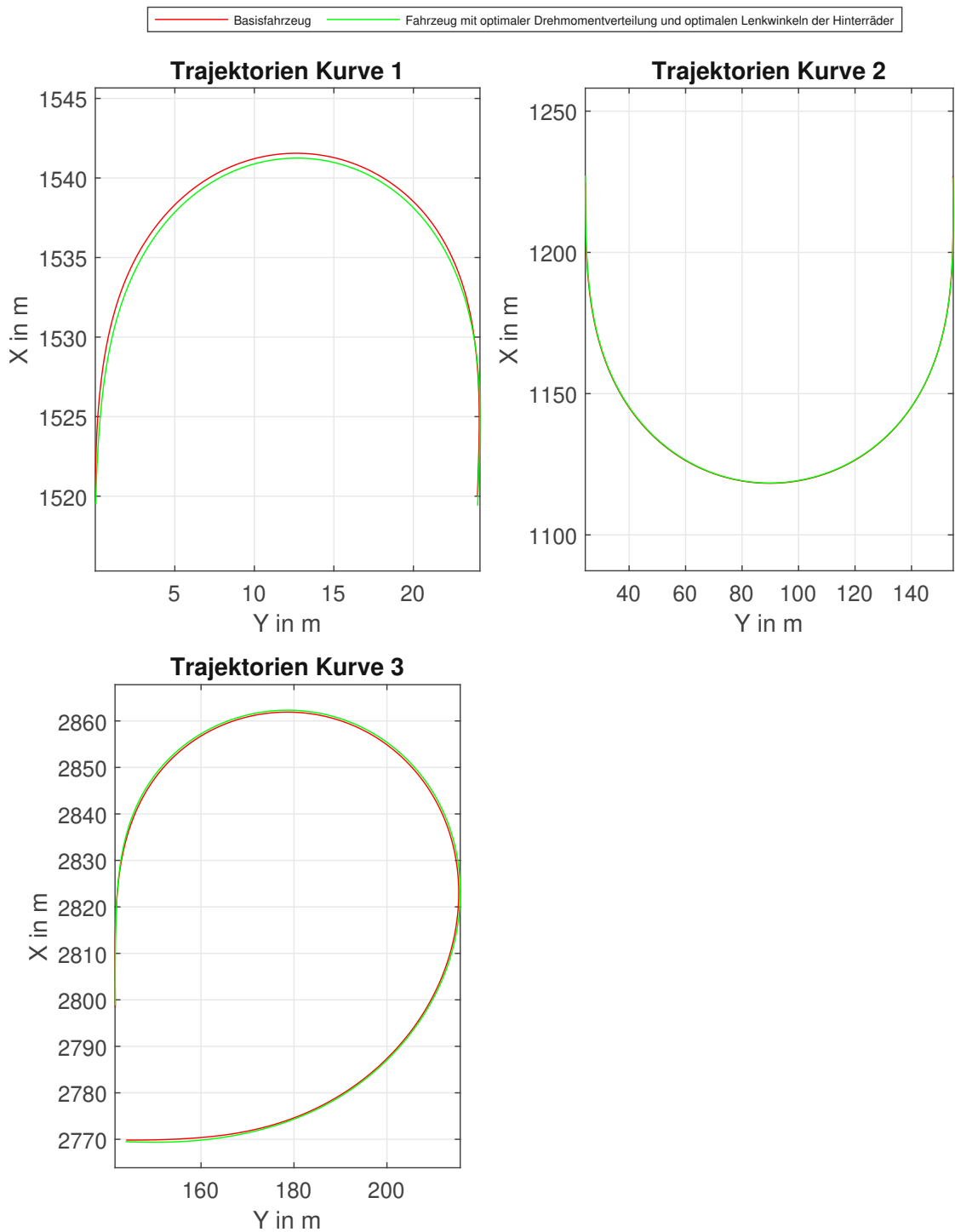


Abbildung 8.4: Vergleich der gefahrenen Kurven in den Streckenabschnitten 2, 4 und 6 zwischen dem Basisfahrzeug und dem Fahrzeug mit TV- und Hinterachslenkwinkelsteuerung

8 TV- und Hinterachslenkwinkelsteuerung

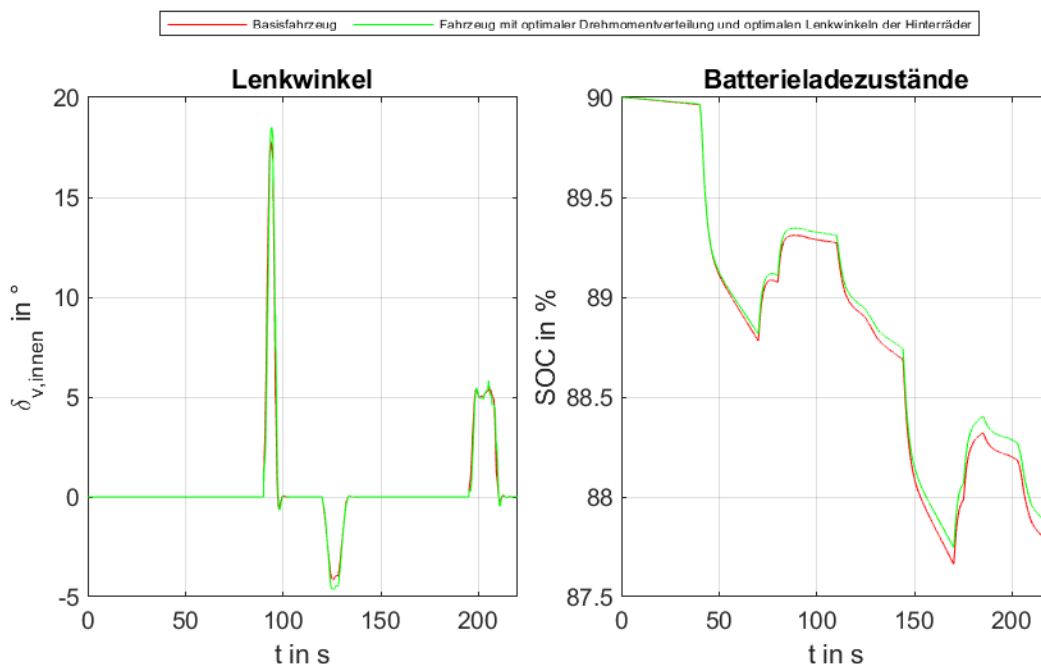


Abbildung 8.5: Vergleich der Lenkwinkel des kurveninneren Rades und der Ladezustandskurven bei der Teststreckensimulation zwischen dem Basisfahrzeug und dem Fahrzeug mit TV- und Hinterachslenkwinkelsteuerung

Streckenabschnitt	Beschreibung	SOC-Steigerung
1	konstante + beschleunigte Geradeausfahrt	5,2 %
2	konstante Kurvenfahrt	3,9 %
3	konstante + beschleunigte Geradeausfahrt	1,6 %
4	konstante Kurvenfahrt	3,1 %
5	konstante + beschleunigte Geradeausfahrt	6,7 %
6	beschleunigte Kurvenfahrt	1 %
7	konstante Geradeausfahrt	3,7 %

Tabelle 8.1: Beschreibung und SOC-Steigerung der einzelnen Streckenabschnitte

8.3 Auswirkung von Parametervariationen auf die Kennfelder

In diesem Unterkapitel sollen die Auswirkungen einiger Parametervariationen auf die Kennfelder analysiert werden. Dazu werden die Kennfelder für die optimale Drehmomentverteilung des linken Vorderrades für Tangentialgeschwindigkeiten von 20 km/h - 100 km/h mit den variierten Parametern berechnet und mit den Kennfeldern, die in den Look-up-Tabellen der Steuerung hinterlegt sind, verglichen. In den folgenden Abbildungen ist in den linken Diagrammen ein Vergleich der Kennfelder und in den rechten Diagrammen ein Vergleich der Kennlinien bei 20 km/h bei der Variation eines Parameters dargestellt. Dabei werden die Kennfelder der Steuerung in roter Farbe und die Kennfelder nach der Parametervariation in blauer Farbe dargestellt.

In der Abbildung 8.6 ist ein Vergleich der Kennfelder bei zwei unterschiedlichen statischen Gewichtsverteilungen zu sehen. Durch die Variation des Abstands zwischen Schwerpunkt und der Vorderachse wurde die statische Gewichtsverteilung zwischen Vorder- und Hinterachse von 59%/41% auf 41%/59% geändert. Da durch die Verringerung der Aufstandskräfte der Vorderräder auch die maximal über die Räder der Vorderachse übertragbaren Umfangskräfte verringert werden, müssen die Antriebsmomente der Vorderräder entsprechend reduziert werden, um einen zu hohen Schlupf und somit hohe Verluste zu verhindern. Das blaue Kennfeld liegt überall unter dem roten Kennfeld, wobei im rechten Diagramm zu sehen ist, dass die Horizontalverschiebung nicht in allen Punkten gleich ist, sondern variiert.

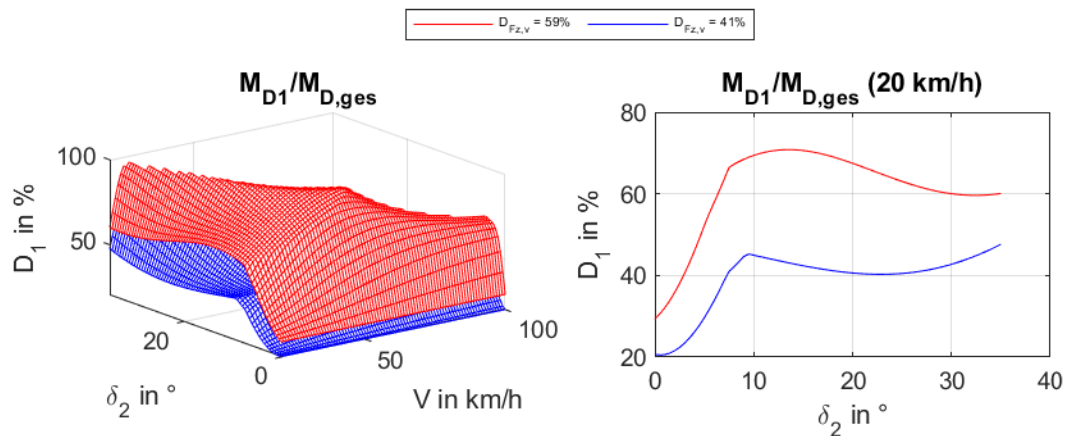


Abbildung 8.6: Auswirkung der Variation der statischen Gewichtsverteilung auf das Kennfeld für die optimale Drehmomentverteilung bei $\dot{V} = 0 \text{ m/s}^2$

8 TV- und Hinterachslenkwinkelsteuerung

In der Abbildung 8.7 werden die Kennfelder bei unterschiedlichen Sturzwinkeln der Vorderräder dargestellt. Durch die Variation des Sturzwinkels wird das Kennfeld des linken Vorderrades horizontal nach oben verschoben. Im rechten Diagramm ist ersichtlich, dass die Horizontalverschiebung der Kennlinie bei einer konstanten Tangentialgeschwindigkeit von 20 km/h annähernd konstant ist, wobei der Einfluss des Sturzwinkels relativ gering bleibt.

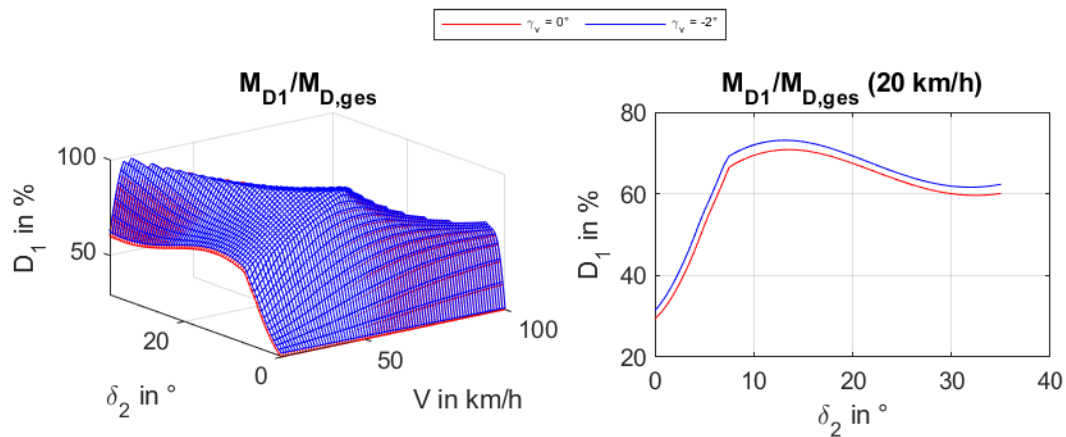


Abbildung 8.7: Auswirkung der Variation des Sturzwinkels auf das Kennfeld für die optimale Drehmomentverteilung bei $\dot{V} = 0 \text{ m/s}^2$

In der Abbildung 8.8 ist die Auswirkung der Veränderung der Spurweiten der Vorder- und Hinterachse auf das Kennfeld dargestellt. Die Spurweite der Vorderachse wird um 11,8 cm und jene der Hinterachse um 18 cm verringert. Im Bereich des Kennfelds, in dem die Kennlinien annähernd linear sind, sind die beiden Kennfelder nahezu ident. Ab einem gewissen Lenkwinkel der Vorderräder beginnen die Kennlinien voneinander abzuweichen. Die Kennlinien bei einer konstanten Tangentialgeschwindigkeit von 20 km/h sind bis zu einem Lenkwinkel des rechten Vorderrades von etwa 10° ident. Mit zunehmendem Lenkwinkel wird der Unterschied zwischen den beiden Kennlinien immer größer. Bei der maximalen lateralen Beschleunigung von 8 m/s^2 beträgt die Differenz der beiden Kennlinien 6,4 %.

8 TV- und Hinterachslenkwinkelsteuerung

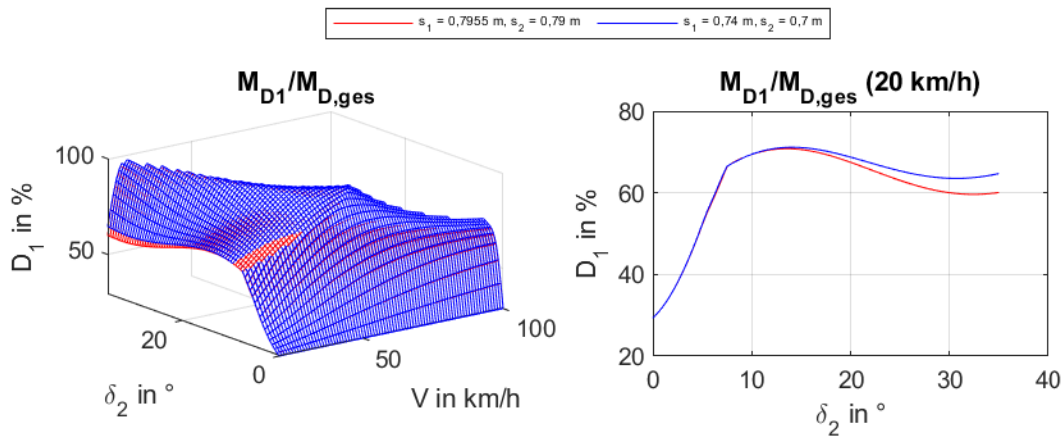


Abbildung 8.8: Auswirkung der Variation der Spurweiten auf das Kennfeld für die optimale Drehmomentverteilung bei $\dot{V} = 0 \text{ m/s}^2$

In den Diagrammen der Abbildung 8.9 sind die Kennfelder für unterschiedliche maximale Kraftschlusswerte in Umfangsrichtung dargestellt. Durch die Variation des Skalierungsfaktors für den maximalen Reibungskoeffizienten in der *Magic-Formula* wird der maximale Kraftschlusswert in Umfangsrichtung bei einer Aufstandskraft des Reifens von 5673 N von 1,2 auf 1 reduziert. Wie auch bei der Variation der Spurweiten auf der Vorder- und Hinterachse sind die beiden Kennfelder im Bereich annähernd linearer Kennlinien ident. Ab etwa $7,5^\circ$ Lenkwinkel des rechten Vorderrades weichen die Kennlinien voneinander ab, wobei die Abweichung mit steigender Lateralbeschleunigung zunimmt und die maximale Differenz zwischen den beiden Kennlinien 9 % beträgt.

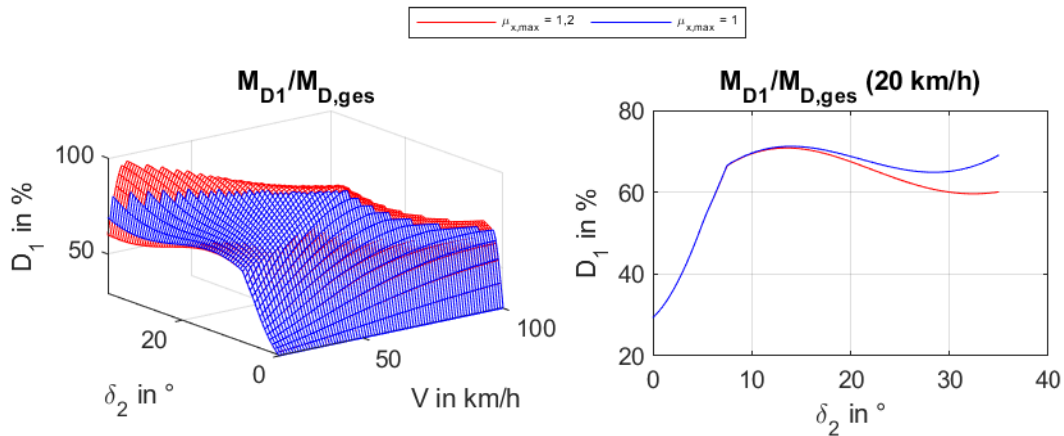


Abbildung 8.9: Auswirkung der Variation des maximalen Kraftschlusswertes auf das Kennfeld für die optimale Drehmomentverteilung bei $\dot{V} = 0 \text{ m/s}^2$

9 Fazit und Ausblick

Die Ziele der vorliegenden Diplomarbeit waren, einerseits herauszufinden, ob der Energieverbrauch von einem überaktuierten Elektroauto mit vier radnah verbauten Elektromotoren und radindividueller Allradlenkung durch die Drehmomentverteilung sowie durch die Stellung der Lenkwinkel reduziert werden kann und andererseits eine Möglichkeit zu finden, wie die automatische energieoptimale Verteilung des Antriebsmoments sowie die automatische Stellung der Lenkwinkel in Elektrofahrzeugen praxisnahe realisiert werden kann. Dabei konnte gezeigt werden, dass durch die optimale Drehmomentverteilung zwischen den Motoren der Vorder- und Hinterachse der Energieverbrauch bei der beschleunigten Geradeausfahrt reduziert werden kann. Bei der stationären Kreisfahrt sowie der beschleunigten Kurvenfahrt ist zusätzlich die optimale Wahl der Lenkwinkel der Hinterräder notwendig, um eine Reduktion der während der Fahrmanöver verbrauchten elektrischen Energie zu erzielen. Mit Hilfe der entwickelten TV- und Hinterachslenkwinkelsteuerung konnte der Energieverbrauch des Fahrzeugs während der Simulation einer definierten Teststrecke reduziert werden.

Bei der Geradeausfahrt mit konstanter Geschwindigkeit überwiegen neben den Verlustleistungen durch den Rollwiderstand die elektrischen Verluste der Motoren und Inverter. Da bei der unbeschleunigten Geradeausfahrt die benötigten Antriebsmomente relativ gering sind, ist es möglich das Fahrzeug dabei nur mit den Motoren einer Achse anzutreiben. Durch das Abschalten der Motoren einer Achse können die Verlustleistungen der Motoren und Inverter deutlich reduziert und somit die Effizienz des Fahrzeugs gesteigert werden. Dabei ist die Effizienzsteigerung geringfügig größer, wenn das Fahrzeug nur mit den Motoren jener Achse angetrieben wird, die die höhere Vertikallast aufweist. Bei der Simulation einer konstanten Geradeausfahrt mit 50 km/h konnte durch das Abschalten der Motoren der Hinterachse der Verbrauch an elektrischer Energie um 11,7% reduziert werden.

Die Leistungsreduktion während der beschleunigten Geradeausfahrt beruht auf der Minimierung der Verlustleistungen aufgrund des longitudinalen Schlupfes der angetriebenen

9 Fazit und Ausblick

Räder. Durch die Gewichtsverlagerung bei der Beschleunigung werden die Aufstandskräfte der Vorderräder reduziert, wodurch der Schlupf ansteigt. Um dem entgegenzuwirken, müssen die Antriebsmomente der vorderen Motoren reduziert werden. Die Antriebsmomente der Hinterräder können hingegen aufgrund der zunehmenden Aufstandskräfte erhöht werden. Die energieoptimale Drehmomentverteilung zwischen der Vorder- und Hinterachse ist nahezu ident zu der Verteilung der Aufstandskräfte der Räder. Bei einer Beschleunigung konnte der Energieverbrauch, gegenüber dem Basisfahrzeug mit einer Drehmomentverteilung von je 25 %, um 3,1 % reduziert werden. Weiters konnte bei der Simulation eines sinusförmigen Geschwindigkeitsprofils gezeigt werden, dass durch die optimale Drehmomentverteilung auch die Effizienz bei der Rekuperation gesteigert werden kann. Weiteres Potential zur Einsparung von elektrischer Energie bei der beschleunigten Geradeausfahrt bietet die vorrausschauende Wahl der Geschwindigkeit. Bei der Simulation der Auffahrt auf eine Autobahn, bei der auf dem Beschleunigungstreifen von 50 km/h auf 130 km/h beschleunigt wird, konnte der Energieverbrauch, durch die Vorgabe der optimalen Geschwindigkeit sowie der optimalen Drehmomentverteilung, um 5,5 % reduziert werden.

Bei der stationären Kreisfahrt beruht die Reduktion des Energieverbrauchs auf der Minimierung der lateralen Reifenkraft des kurvenäußeren Rades durch die Erzeugung eines in die Kurve hineindrehenden Giermoments. Dadurch werden nicht nur der Kurvenwiderstand, sondern auch die Verlustleistungen durch den lateralen Schlupf der Reifen verringert. Es konnte gezeigt werden, dass zur Leistungsreduktion ein Eingriff in die Lenkung der Vorderräder nicht notwendig ist und eine relativ große Reduktion durch die optimale Verteilung des Drehmoments sowie die optimale Wahl des Lenkwinkels der Hinterräder erzielt werden kann, wobei die Leistungsreduktion bei der stationären Kreisfahrt mit steigender lateraler Beschleunigung zunimmt. Bei der Simulation einer stationären Kreisfahrt mit einer Tangentialgeschwindigkeit von 30 km/h und einem Lenkwinkel des kurveninneren Rades von 15° beträgt die Reduktion des Energieverbrauchs 5,4 %.

Bei der energieoptimalen beschleunigten Kurvenfahrt werden die Drehmomentverteilung und der Hinterradlenkwinkel derart gewählt, dass einerseits, wie bei der beschleunigten Geradeausfahrt, die Verluste aufgrund des longitudinalen Schlupfes der Reifen minimiert werden und andererseits, wie bei der stationären Kreisfahrt, die laterale Reifenkraft des kurvenäußeren Rades verringert wird. Mittels optimaler Wahl der Antriebsmomente der vier Elektromotoren sowie der Lenkwinkel der Hinterräder konnte der Energieverbrauch des Fahrzeugs bei der beschleunigten Kurvenfahrt mit einer Tangentialbeschleunigung

9 Fazit und Ausblick

von 4 m/s^2 und einem konstanten Lenkwinkel der Vorderräder von 10° um $6,3\%$ reduziert werden.

Die auf den Erkenntnissen der Optimierung aufbauende TV- und Hinterachslenkwinkelsteuerung legt in Abhängigkeit der Lenkwinkel der Vorderräder, der momentanen Tangentialgeschwindigkeit und der momentanen Tangentialbeschleunigung die optimalen Antriebsmomente der vier Elektromotoren sowie den optimalen Lenkwinkel der Hinterräder fest, sodass der Energieverbrauch während der Fahrt minimiert wird. Dazu wurden Kennfelder mit Hilfe der Optimierungsprogramme ermittelt und in den Lookup-Tabellen der Steuerung hinterlegt. Schlussendlich konnte in Simulationen gezeigt werden, dass mittels Implementierung der Steuerung auf einer $4,2 \text{ km}$ langen Teststrecke eine Reduktion des Energieverbrauchs des Basisfahrzeugs um $4,1\%$ möglich ist.

Diese Diplomarbeit soll als Ausgangsbasis für zukünftige Forschungstätigkeiten dienen. Nachdem in den Simulationen gezeigt werden konnte, dass mittels optimaler Drehmomentverteilung und optimaler Stellung des Hinterachslenkwinkels eine Steigerung der Effizienz möglich ist, würde sich als nächster Schritt die Validierung der Ergebnisse durch Testfahrten mit einem realen Fahrzeug anbieten. Ein weiteres mögliches Forschungsziel könnte die Entwicklung einer Art vorausschauender Geschwindigkeitsregelung sein. Dadurch könnte das Energieeinsparungspotential bei der beschleunigten Geradeausfahrt durch die optimale Wahl der Geschwindigkeit ausgeschöpft werden. Weiters könnte an einer vorausschauenden Regelung der Drehmomentverteilung sowie der Hinterachslenkung mit Hilfe von GPS-Daten gearbeitet werden.

Literatur

- [1] H. Tschöke, P. Gutzmer und T. Pfund, *Elektrifizierung des Antriebsstrangs*, H. Tschöke, Hrsg. Deutschland: Springer-Verlag GmbH, 2019, ISBN: 978-3-662-60356-7. DOI: <https://doi.org/10.1007/978-3-662-60356-7>.
- [2] A. Sforza, B. Lenzo und F. Timpone, „A state-of-the-art review on torque distribution strategies aimed at enhancing energy efficiency for fully electric vehicles with independently actuated drivetrains“, *International Journal of Mechanics and Control*, Jg. 20, Nr. 2, S. 3–15, 2019, ISSN: 1590-8844.
- [3] B. Lenzo, „Torque Vectoring Control for Enhancing Vehicle Safety and Energy Efficiency“, in *Vehicle Dynamics*, B. Lenzo, Hrsg., CISM International Centre for Mechanical Sciences, 2022, S. 193–233, ISBN: 978-3-030-75884-4. DOI: <https://doi.org/10.1007/978-3-030-75884-4>.
- [4] M. Schünemann, *Fahrdynamik - Regelung für Elektrofahrzeuge mit Einzelradantrieben*. Berlin/Boston: Walter de Gruyter GmbH, 2018, ISBN: 978-3-11-056115-9.
- [5] L. D. Novellis, A. Sorniotti und P. Gruber, „Wheel Torque Distribution Criteria for Electric Vehicles With Torque-Vectoring Differentials“, *IEEE Transactions on Vehicular Technology*, Jg. 63, Nr. 4, Mai 2014. DOI: 10.1109/TVT.2013.2289371.
- [6] G. D. Filippis, B. Lenzo, A. Sorniotti und P. Gruber, „On the energy efficiency of electric vehicles with multiple motors“, in *2016 IEEE Vehicle Power and Propulsion Conference (VPPC)*, 2016. DOI: 10.1109/VPPC.2016.7791737.
- [7] G. D. Filippis, B. Lenzo, A. Sorniotti, P. Gruber und W. D. Nijs, „Energy-Efficient Torque-Vectoring Control of electric Vehicles With Multiple Drivetrains“, *IEEE Transactions on Vehicular Technology*, Jg. 67, Nr. 6, Juni 2018. DOI: 10.1109/TVT.2018.2808186.
- [8] X. Yuan und J. Wang, „Torque Distribution Strategy for a Front- and Rear-Wheel-Driven Electric Vehicle“, *IEEE Transactions on Vehicular Technology*, Jg. 61, Nr. 8, S. 3365–3374, 2012.
- [9] G. Rill, „Reducing the cornering resistance by torque vectoring“, *Procedia Engineering*, Jg. 199, S. 3284–3289, 2017.

Literatur

- [10] A. Steinböck, *Skriptum zur Vorlesung und Übung Optimierung*. TU Wien, 2021.
- [11] M. Pieper, *Mathematische Optimierung - Eine Einführung in die kontinuierliche Optimierung mit Beispielen*. Wiesbaden: Springer Fachmedien, 2017, ISBN: 978-3-658-16975-6.
- [12] M. Papageorgiou, M. Leibold und M. Buss, *Optimierung - Statische, dynamische, stochastische Verfahren für die Anwendung*, 4. Aufl. Berlin Heidelberg: Springer-Verlag, 2015, ISBN: 978-3-662-46936-1.
- [13] G. Walz, *Lexikon der Mathematik: Band 2 - Eig bis Inn*, 2. Aufl. Deutschland: Springer-Verlag, 2017, ISBN: 978-3-662-53504-2.
- [14] M. Mitschke und H. Wallentowitz, *Dynamik der Kraftfahrzeuge - 5. Auflage*. Wiesbaden: Springer Fachmedien, 2014, ISBN: 978-3-658-05068-9.
- [15] *DIN ISO 8855:2013-11, Straßenfahrzeuge –Fahrzeugdynamik und Fahrverhalten –Begriffe(ISO 8855:2011)*.
- [16] I. Besselink, „Tire Characteristics and Modeling“, in *Vehicle Dynamics of Modern Passenger Cars*, P. Lugner, Hrsg., Bd. 582, CISM International Centre for Mechanical Sciences, 2019, S. 47–108, ISBN: 978-3-319-79008-4.
- [17] H. B. Pacejka und I. Besselink, *Tire and Vehicle Dynamics*. Elsevier Ltd, 2012, ISBN: 978-0-08-097016-5.
- [18] J. Reimpell und J. Betzler, *Fahrwerktechnik: Grundlagen*, 5. Aufl., J. Reimpell, Hrsg. Würzburg: Vogel Buchverlag, 2005, ISBN: 3-8343-3031-0.
- [19] M. Plöchl, K.-O. Endlicher und P. Lugner, *Skriptum zur Vorlesung 325.058: Grundlagen der Fahrzeugdynamik - 1. Teil Einleitung, Kraftfahrzeuge*. TU Wien, 2020.
- [20] H. B. Pacejka, „Tire as a Vehicle Component“, in *Road and Off-Road Vehicle Dynamics*, G. Mastini und M. Ploechl, Hrsg., Taylor und Francis Group, 2014, S. 563–624, ISBN: 978-0-8493-3322-4.
- [21] A. Fotouhi, D. J. Auger, K. Propp, S. Longo und M. Wild, „A review on electric vehicle battery modelling: From Lithium-ion toward Lithium–Sulphur“, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, Jg. 56, S. 1008–1021, 2016, ISSN: 1364-0321. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.rser.2015.12.009>.
- [22] T. Sedlacek, D. Odenthal und D. Wollherr, „Minimum-time optimal control for battery electric vehicles with four wheel-independent drives considering electrical overloading“, *Vehicle System Dynamics*, Jg. 60, Nr. 2, S. 491–515, 2022. DOI: 10.1080/00423114.2020.1823004.

Literatur

- [23] T. Woll, „Verbrauch und Fahrleistungen“, in *Aerodynamik des Automobils*, W. H. Hucho, Hrsg., Bd. 5, Wiesbaden: Springer Fachmedien, 2008, S. 123–154, ISBN: 978-3-663-09217-9.
- [24] A. Pennycott, L. D. Novellis, P. Gruber und A. Sorniotti, „Sources of power loss during torque-vectoring for fully electric vehicles“, *Int. J. Vehicle Design*, Jg. 67, Nr. 2, S. 157–177, 2015.
- [25] J. Torinsson, M. Jonasson, D. Yang und B. Jacobson, „Energy reduction by power loss minimisation through wheel torque allocation in electric vehicles: a simulation-based approach“, *Vehicle System Dynamics*, Jg. 60, Nr. 5, S. 1488–1511, 2022. DOI: 10.1080/00423114.2020.1858121.
- [26] T. Kobayashi, E. Katsuyama, H. Sugiura, Y. Hattori, E. Ono und M. Yamamoto, „Theoretical analysis of tyre slip power dissipation mechanism using brush model“, *Vehicle System Dynamics*, Jg. 58, Nr. 8, S. 1242–1256, 2020. DOI: 10.1080/00423114.2019.1612926.
- [27] B. E. Abali und C. Çakiroğlu, *Numerische Methoden für Ingenieure*. Springer-Verlag GmbH, 2020, ISBN: 978-3-662-61325-2.
- [28] K. Spentzas, I. Alkhazali und M. Demic, „Kinematics of four-wheel-steering vehicles“, *Forschung im Ingenieurwesen*, Jg. 66, S. 211–216, 2001.
- [29] L. D. Novellis, A. Sorniotti und P. Gruber, „Design and comparison of the handling performance of different electric vehicle layouts“, *Proc IMechE Part D: Journal of Automobile Engineering*, Jg. 228(2), S. 218–232, 2014. DOI: 10.1177/0954407013506569.
- [30] H. Akima, „A New Method of Interpolation and Smooth Curve Fitting Based on Local Procedures“, *Journal of the Association for Computing Machinery*, Jg. 17, Nr. 4, S. 589–602, Okt. 1970.
- [31] G. M. Hoffmann, C. J. Tomlin und S. Thrun, „Autonomous Automobile Trajectory Tracking for Off-Road Driving: Controller Design, Experimental Validation and Racing“, in *Proceedings of the 2007 American Control Conference*, New York City, 2007, S. 2296–2301. DOI: 10.1109/ACC.2007.4282788.
- [32] MathWorks-Helpcenter, *Lateral Controller Stanley*, zuletzt besucht am 3.3.2023. Adresse: <https://de.mathworks.com/help/driving/ref/lateralcontrollerstanley.html>.

A Modellparameter

A.1 Fahrzeugparameter

Parametername	Formelzeichen	Parameterwert
Fahrzeugmasse	m	1971,8 kg
Abstand Massenmittelpunkt-Vorderachse	a	1,1907 m
Abstand Massenmittelpunkt-Hinterachse	b	1,6893 m
Abstand Fahrzeugschwerpunkt-Rollachse	h'	0,6 m
Abstand Vorderachse-Rollachse	h_1	0 m
Abstand Hinterachse-Rollachse	h_2	0,05 m
halbe Spurweite Vorderachse	s_1	0,7955 m
halbe Spurweite Hinterachse	s_2	0,79 m
Trägheitsmoment um die x-Achse	I_x	900 kg m ²
Trägheitsmoment um die y-Achse	I_y	3200 kg m ²
Trägheitsmoment um die z-Achse	I_z	3600 kg m ²
Deviationsmoment	I_{xz}	0 kg m ²
Luftwiderstandsbeiwert	c_w	0,3
Querschnittsfläche	A	2,12 m ²
Luftdichte	ρ_L	1,206 kg/m ³
Abstand Massenmittelpunkt- Angriffspunkt Luftwiderstandskraft	e'	0,05 m
Rollsteifigkeit vorne	$c_{\varphi 1}$	105 000 N m/rad
Rollsteifigkeit hinten	$c_{\varphi 2}$	55 000 N m/rad
Rolldämpfungskoeffizient vorne	$k_{\varphi 1}$	2000 N m s/rad
Rolldämpfungskoeffizient hinten	$k_{\varphi 2}$	1500 N m s/rad
Rollradius	R	0,3 m

Tabelle A.1: Fahrzeugparameter

A.2 Antriebsstrangparameter

Parametername	Formelzeichen	Parameterwert
Getriebeübersetzung	i_g	11,46
maximale Motorleistung	P_{max}	195 kW
maximales Motordrehmoment	M_{max}	200 N m
minimales Motordrehmoment	M_{min}	-190 N m
Radträgheitsmoment	I_p	1,4 kg m ²
Trägheitsmoment Antriebswelle	J_{hs}	0,000 32 kg m ²
Trägheitsmoment Motor	J_m	0,013 kg m ²

Tabelle A.2: Antriebsstrangparameter

A.3 Batterieparameter

Parametername	Formelzeichen	Parameterwert
Batteriekapazität	Q_b	216 000 A s
Kondensatorkapazität	C_d	300 F
maximaler Batteriestrom	$I_{b,max}$	480 A
minimaler Batteriestrom	$I_{b,min}$	-1500 A
maximale Batteriespannung	$V_{0,max}$	806 V
minimale Batteriespannung	$V_{0,min}$	520 V

Tabelle A.3: Batterieparameter [22]

A.4 Verlustleistungsparameter

Parametername	Formelzeichen	Parameterwert
Parameter Motorverlustleistung	$c_{m,1}$	0,0635
Parameter Motorverlustleistung	$c_{m,2}$	0,000016
Parameter Inverterverlustleistung	$c_{inv,1}$	0,0207
Parameter Inverterverlustleistung	$c_{inv,2}$	0,0043
Parameter Inverterverlustleistung	$c_{inv,3}$	0,000305
Parameter Inverterverlustleistung	$c_{inv,4}$	0,000011
Glättungsfaktor Verlustleistungen	ϵ_{T_m}	100

Tabelle A.4: Verlustleistungsparameter [22]

B Reifenkennlinien

In der Abbildung B.1 sind die mittels *Magic-Formula* berechneten Reifenkennlinien des in der Simulation verwendeten Reifens bei konstanter Aufstandskraft dargestellt.

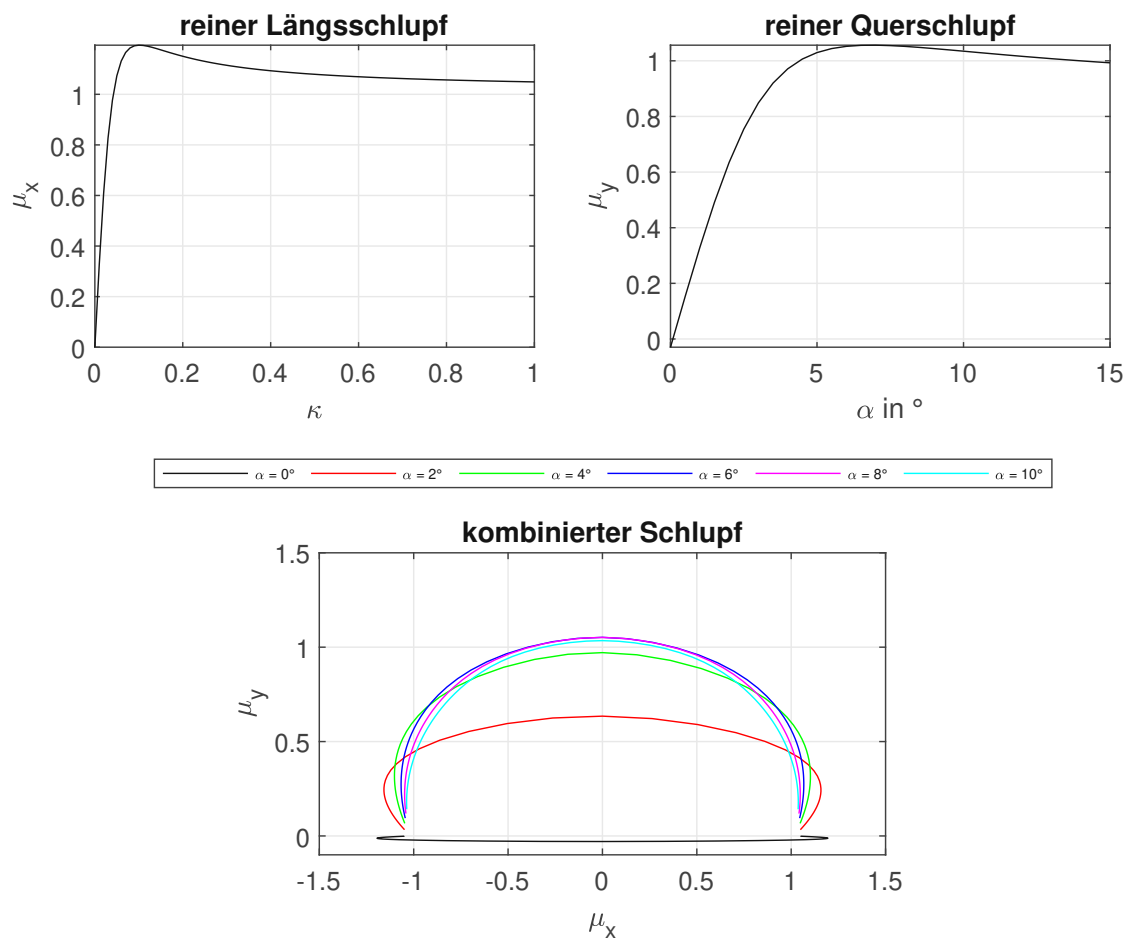


Abbildung B.1: Reifenkennlinien für reinen Longitudinalschlupf, reinen Lateralschlupf und kombinierten Schlupf für $F_z = 5673 \text{ N}$

C Implementierung des Simulationsmodells

Das Simulationsmodell des Elektrofahrzeugs wurde in *Matlab/Simulink* implementiert und besteht grundsätzlich aus vier Subsystemen: dem Fahrzeugmodell, dem Reifenmodell, dem Antriebsstrangmodell und der Regelstruktur. Jedes Subsystem gibt einen Ausgangsvektor aus, in dem alle Werte enthalten sind, die für die Berechnungen in den anderen Subsystemen notwendig sind. Die berechneten Daten, die für die weiteren Untersuchungen benötigt werden, werden abgespeichert. Dem Modell werden die gewünschte Geschwindigkeit sowie der Lenkwinkel, entsprechend dem Fahrerinput bei einem realen Fahrzeug, übergeben und daraus die Fahrzeugbewegung simuliert. Die für die Simulation notwendigen Parameter der implementierten Modelle sind im Anhang angegeben. In den folgenden Unterkapiteln sollen überblicksartig die einzelnen Subsysteme beschrieben werden. Als numerisches Lösungsverfahren wird ein implizites Euler-Verfahren mit einer fixen Zeitschrittweite von 0,01 s verwendet.

C.1 Fahrzeugmodell

In diesem Subsystem ist das in Kapitel 4.3 beschriebene Zweispur-Rollachsenmodell implementiert, wobei beachtet wird, dass auch die Räder der Hinterachse lenkbar sind. Weiters wird davon ausgegangen, dass Windstille herrscht und somit nur die Luftwiderstände in longitudinaler und lateraler Richtung, unter der Annahme, dass die Luftwiderstandsbeiwerte in beide Richtungen ident sind, wirken. Im Modell befindet sich der Angriffspunkt der Luftwiderstandskräfte 5 cm genau über dem Schwerpunkt des Fahrzeugs. Neben der Lösung der Bewegungsgleichungen werden in dem Subsystem auch die vertikalen Aufstandskräfte der Räder ermittelt.

C.2 Reifenmodell

Im zweiten Subsystem ist das *Magic-Formula*-Reifenmodell implementiert, wobei das transiente Reifenverhalten berücksichtigt wird. Weiters wird angenommen, dass kein Sturzwinkel vorhanden ist und sich der Sturzwinkel auch beim Ein- und Ausfedern nicht ändert. Die für das Reifenmodell benötigten Parameter stammen von der Vermessung eines Reifens der Dimension 245/45 R20. Die berechneten Reifenkraftkomponenten sind im radfesten Koordinatensystem dargestellt und müssen somit in das fahrzeugfeste Koordinatensystem transformiert werden. Neben den Reifenkraftkomponenten F_x , F_y , F_z und dem Moment M_z wird auch das Rollwiderstandsmoment M_y beachtet. Um die Reifenaufstandskraft zu berechnen, werden die Umfangs- und die Seitenkraft benötigt, jedoch wird auch zur Berechnung der Umfangs- und Seitenkraft die Reifenaufstandskraft benötigt. Um die algebraische Schleife in *Simulink* aufzulösen, wird für die Berechnung der Reifenkraft die Aufstandskraft des letzten Zeitschritts verwendet. Der übergebene Referenzlenkwinkel wird als Lenkwinkel des kurveninneren Rades festgelegt. Der Lenkwinkel des kurvenäußeren Rades wird ident dem Ackermannwinkel, gemäß (C.1), berechnet [18]. Darin ist $\delta_{\text{außen}}$ der Lenkwinkel des kurvenäußeren Rades, δ_{innen} der Lenkwinkel des kurveninneren Rades, s_1 die halbe Spurweite Vorderachse, r_σ der Lenkrollhalbmesser und l der Radstand. Zusätzlich zur Berechnung der Reifenkräfte und -momente werden auch die in Kapitel 4.7 beschriebenen Verluste durch den vertikalen und longitudinalen Schlupf der Reifen sowie die Rollreibungsverluste berechnet.

$$\cot \delta_{\text{außen}} = \cot \delta_{\text{innen}} + \frac{2s_1 - 2r_\sigma}{l} \quad (\text{C.1})$$

C.3 Batterie- und Antriebsstrangmodell

Im dritten Subsystem ist das in Kapitel 4.5 beschriebene *Thevenin*-Batteriemodell und eine Modellierung der Momentenabgabe der Elektromotoren implementiert. Dabei wird verhindert, dass das von den Elektromotoren geforderte Moment nicht größer als das maximale Drehmoment ist und die abgegebene Leistung nicht die maximale Leistung der Motoren überschreitet. Unterhalb eines definierten maximalen Rekuperationsmoments wird nicht mittels Reibbremse verzögert, sondern durch das Umschalten der Elektromotoren auf den Generatorbetrieb. In diesem Subsystem werden weiters die Radwinkelgeschwindigkeiten, die Radwinkelbeschleunigung sowie die in Kapitel 4.7 angeführten elektrischen Verluste der Inverter und Motoren berechnet. Da die elektromagnetische Dynamik deutlich schneller als die mechanischen Effekte ist, wird die Elektrodynamik der Motoren

vernachlässigt und die Motordynamik nur durch den Einbezug der Trägheitsmomente der Elektromotoren in den Radträgheitsmomenten beachtet [22].

C.4 Regelstruktur

In diesem Subsystem sind ein Geschwindigkeitsregler für die Simulationen sowie die Stellgrößenverteilung implementiert. Der Geschwindigkeitsregler ist ein PID-Regler, der in Abhängigkeit der Differenz zwischen momentaner Geschwindigkeit und der vorgegebenen Geschwindigkeit des Fahrzeugs die notwendige Gesamtantriebskraft in longitudinaler Richtung berechnet. Der Stellgrößenverteilung wird die ermittelte Gesamtantriebskraft übergeben und damit die benötigten Drehmomente der einzelnen Elektromotoren berechnet. In dieses Subsystem wird später auch die Steuerung der Hinterachslenkung sowie der energieoptimalen Drehmomentverteilung der vier Motoren implementiert.

D Kennfelder

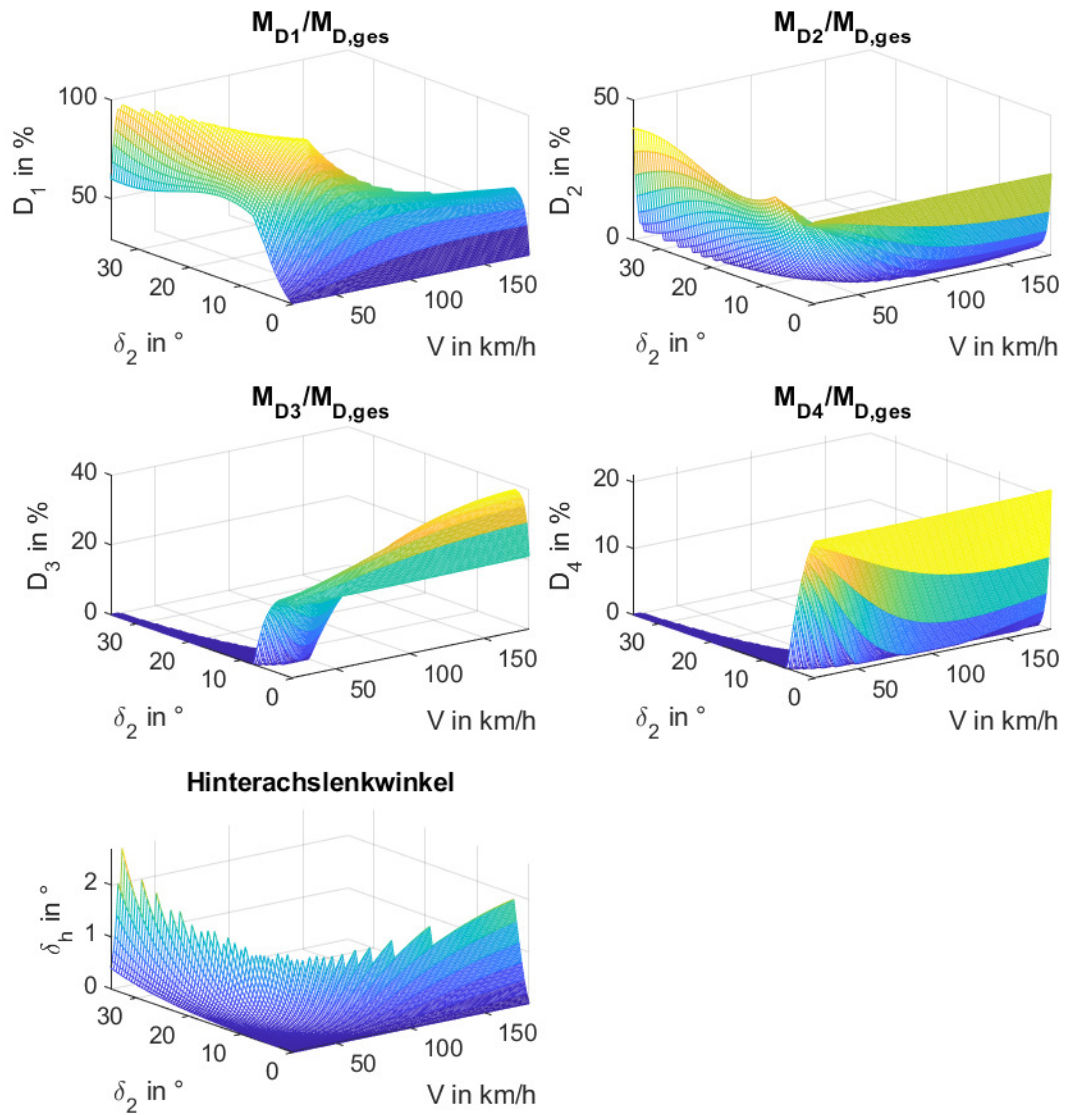


Abbildung D.1: Kennfelder für die optimale Drehmomentverteilung und den optimalen Hinterachslenkwinkel bei $\dot{V} = 0 \text{ m/s}^2$

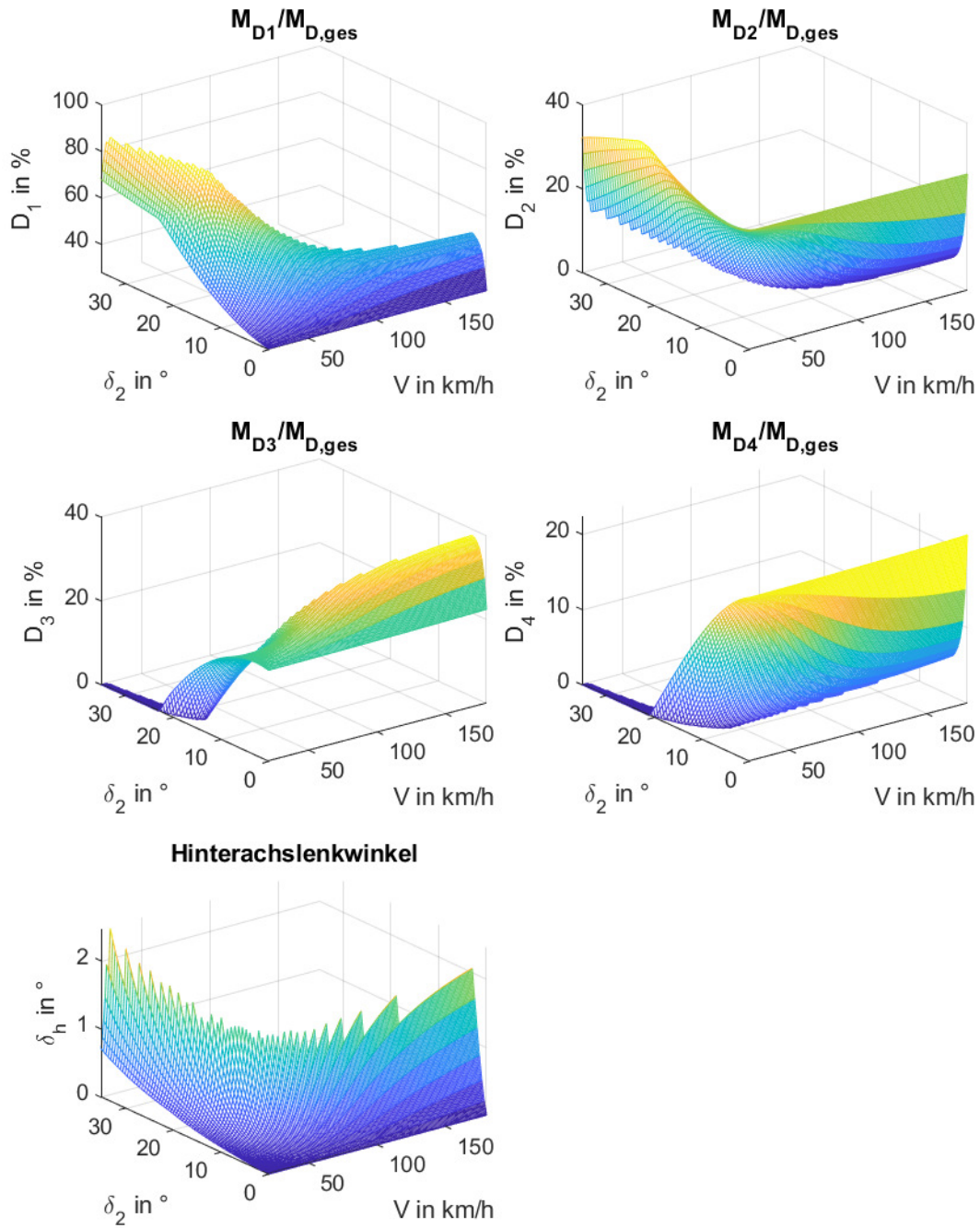


Abbildung D.2: Kennfelder für die optimale Drehmomentverteilung und den optimalen Hinterachslenkwinkel bei $\dot{V} = 1 \text{ m/s}^2$

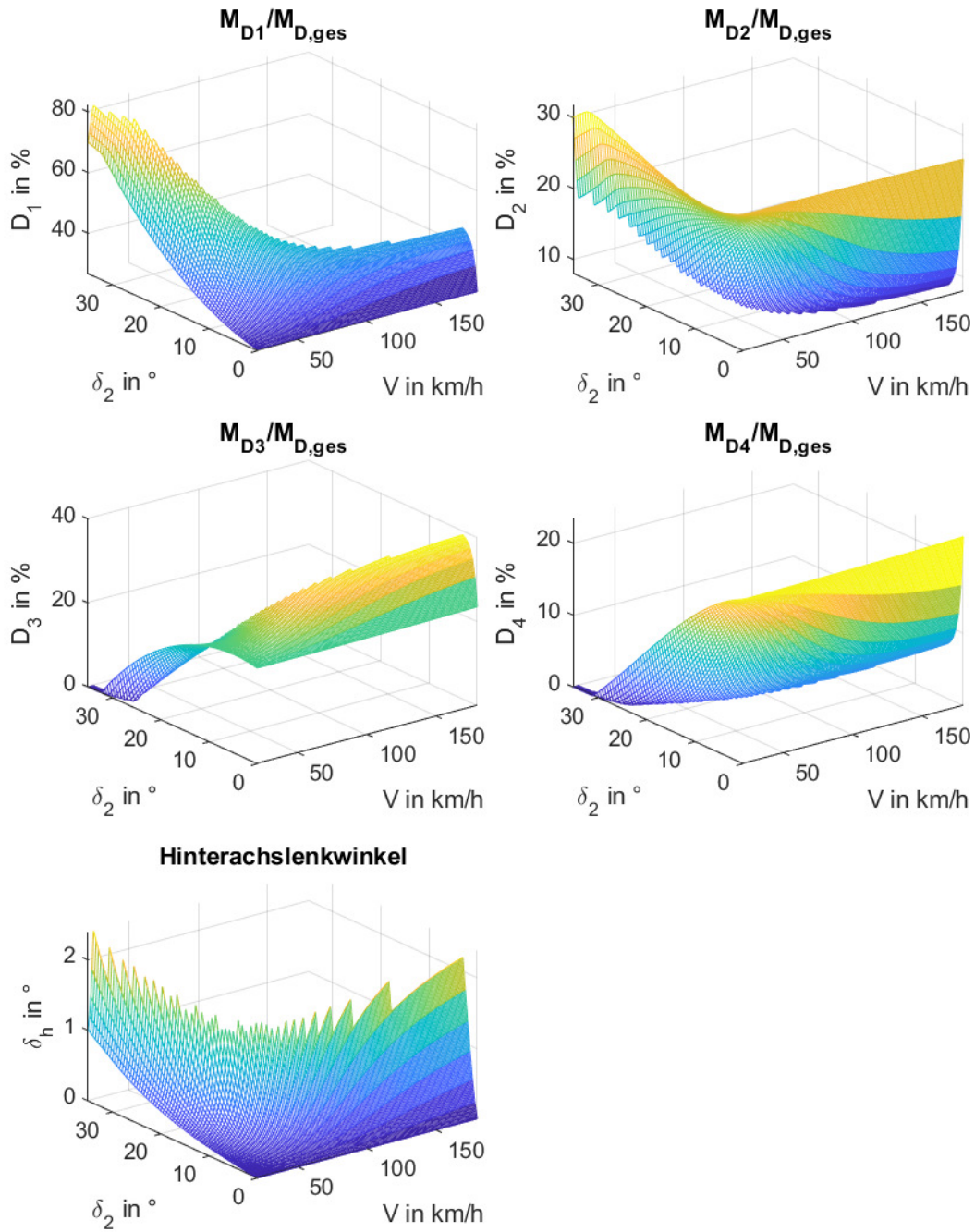


Abbildung D.3: Kennfelder für die optimale Drehmomentverteilung und den optimalen Hinterachslenkwinkel bei $\dot{V} = 2 \text{ m/s}^2$

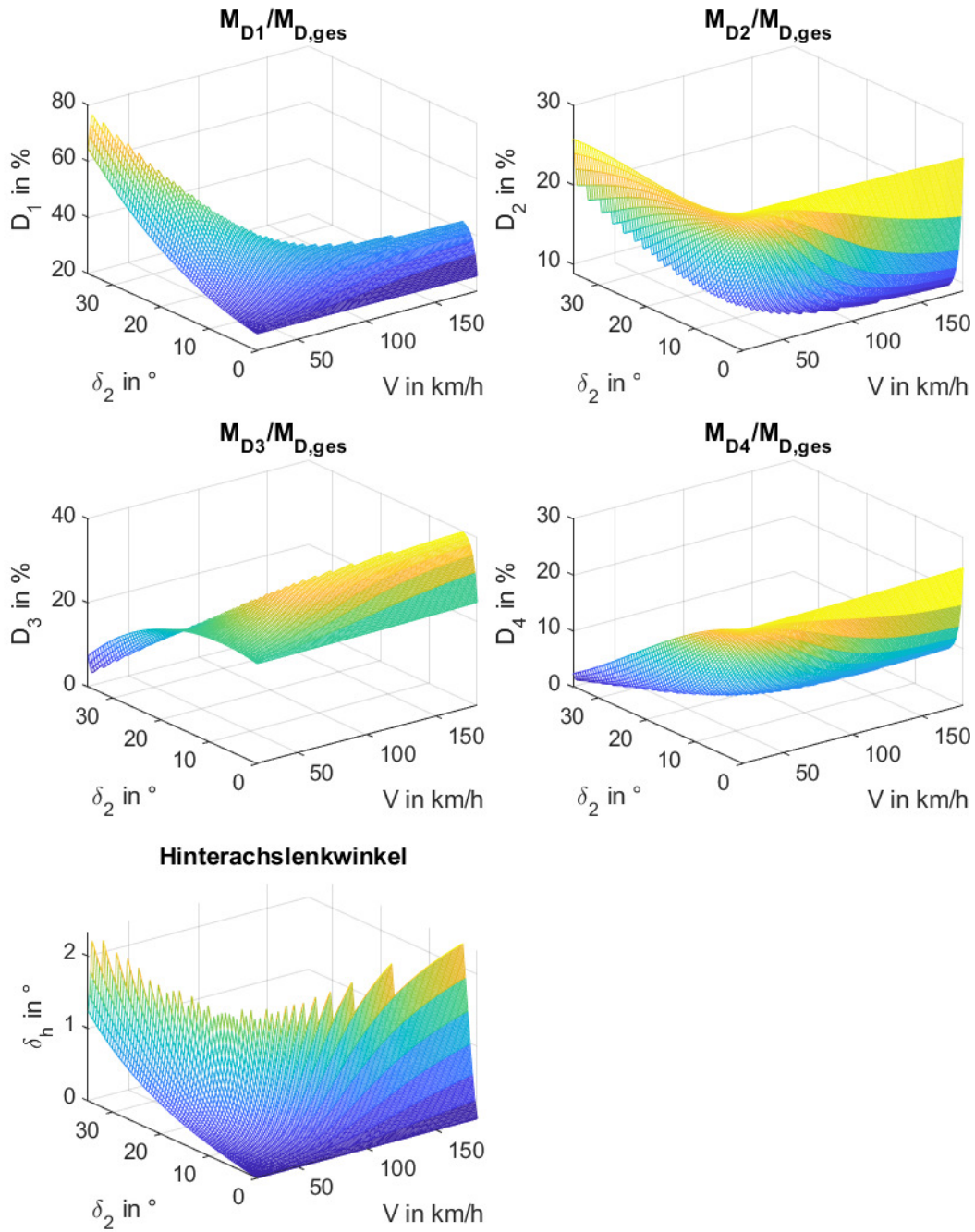


Abbildung D.4: Kennfelder für die optimale Drehmomentverteilung und den optimalen Hinterachslenkwinkel bei $\dot{V} = 3 \text{ m/s}^2$

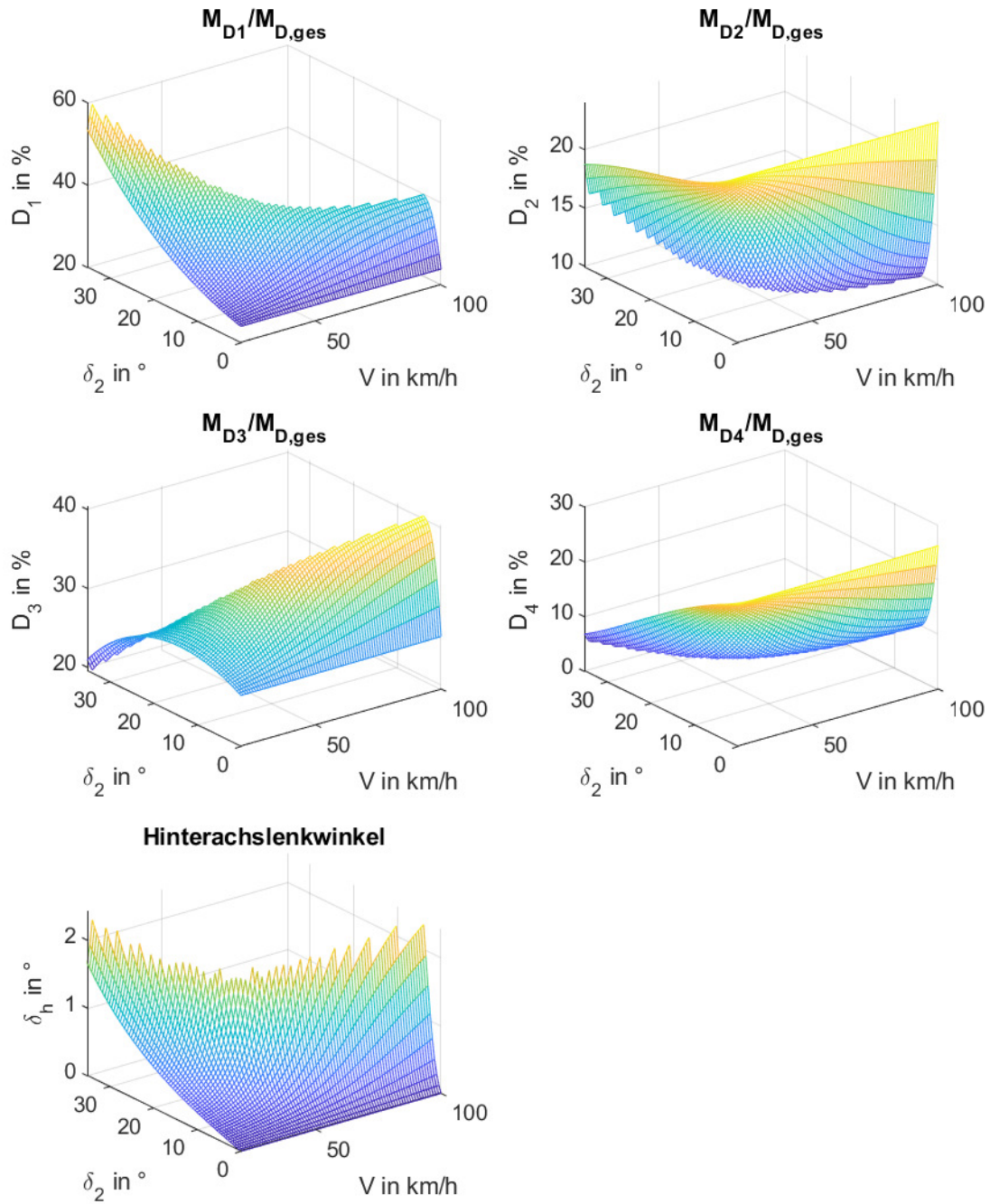


Abbildung D.5: Kennfelder für die optimale Drehmomentverteilung und den optimalen Hinterachslenkwinkel bei $\dot{V} = 5 \text{ m/s}^2$

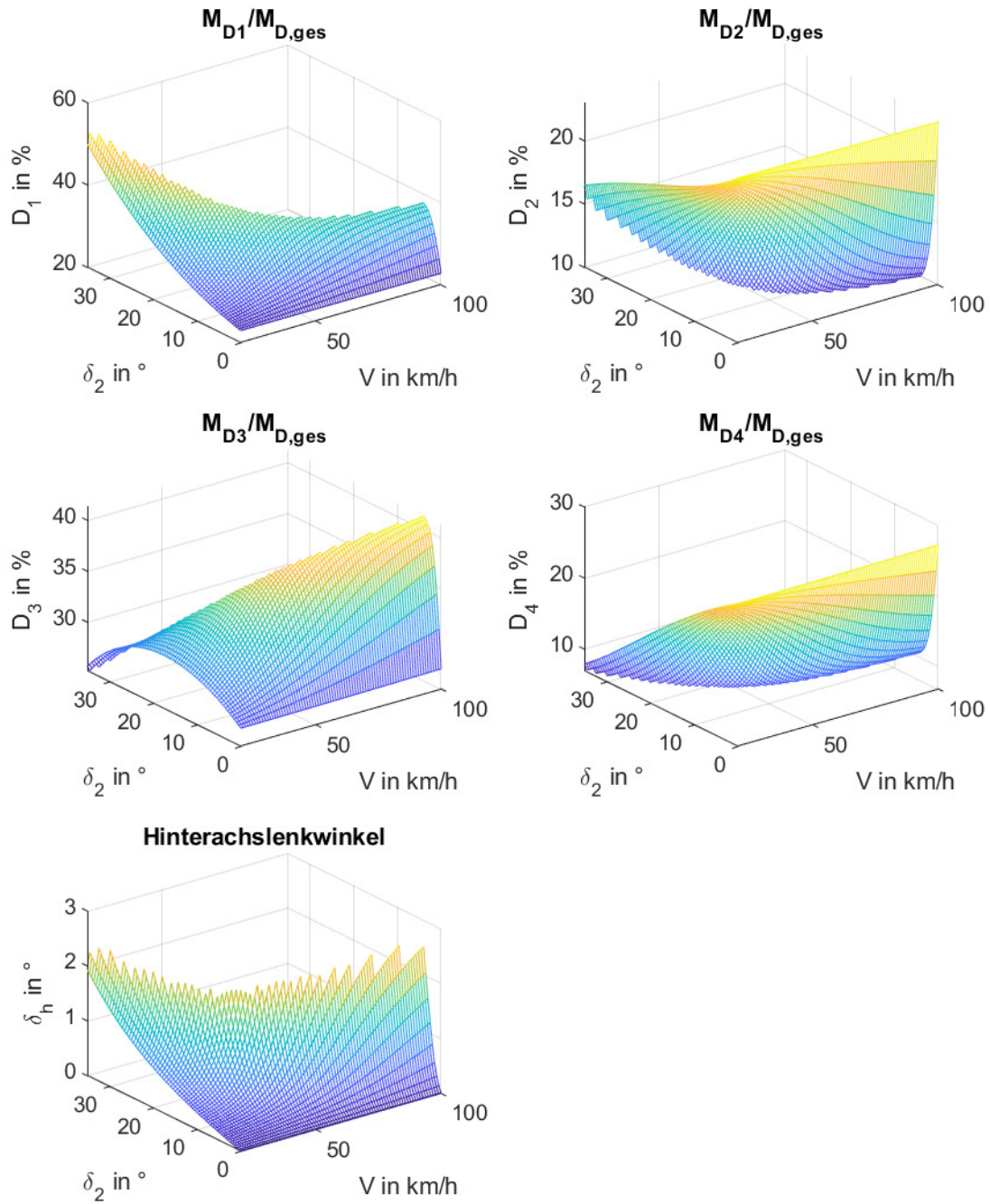


Abbildung D.6: Kennfelder für die optimale Drehmomentverteilung und den optimalen Hinterachslenkwinkel bei $\dot{V} = 6 \text{ m/s}^2$