der Bundeswehr
Universität München

Konzept zur Sensitivitätsanalyse und Optimierung des Fahrverhaltens eines City-Cars mit Hilfe von Mehrkörpersimulation und numerischen Optimierungsmethoden

Wei Liu

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

Doktor-Ingenieurs (Dr.-Ing.)

genehmigten Dissertation.

Gutachter:

1. Univ.-Prof. Dr.-Ing. habil. Alexander Lion
2. Univ.-Prof. Dr.-Ing. Martin Meywerk

Die Dissertation wurde am 24.03.2022 bei der Universität der Bundeswehr München eingereicht und durch die Fakultät für Luft- und Raumfahrttechnik am 16.08.2022 angenommen. Die mündliche Prüfung fand am 10.10.2022 statt.

Danksagung

Diese Arbeit entstand in intensiven Jahren bei der Serienentwicklung Handling Simulation, Baureihenentwicklung Gesamtfahrzeug smart der Daimler AG und dem Institut für Mechanik der Universität der Bundeswehr München, wobei ich von vielen Personen Unterstützung bekommen habe, bei denen ich mich bedanken möchte.

Vor allem bedanke ich mich bei meinem Doktorvater Prof. Dr.-Ing. habil. Alexander Lion. Sie haben sich viel Zeit genommen, Sie hatten immer ein offenes Ohr für intensive Diskussionen und Sie waren stets ein verlässlicher Ansprechpartner. Neben dem Fachlichen habe ich mich durch den Austausch mit Ihnen auch persönlich stark weiterentwickelt.

Weiterhin möchte ich mich bei Christoph Schulenburg und Ingo Huber bedanken. Ihr habt diese spannende Arbeit vergeben und enorm viele Ressourcen zur Verfügung gestellt. Bei Armin Kallenberger bedanke ich mich für seine umfangreiche Unterstützung und Hilfe bis zum Ende meiner Arbeit im Team. Ich bedanke mich ganz herzlich bei Joachim Lindau, Dr. Arne Felske und Heiko Wawra. Ihr habt mir die Möglichkeit gegeben, in euer Abteilung und im Team mit euch zu arbeiten und mir ständige Unterstützung gegeben. Besonders dir, Heiko, danke ich für offene Gespräche und die Freiheit, die du mir zur Bearbeitung meiner Dissertation angeboten hast. Außerdem danke ich für Austausch von Fachexpertisen und fachlichen Kenntnissen.

Ein wichtiges Erfolgsrezept war die tolle Unterstützung durch Dr.-Ing. Matthias Schwab aus der Daimler Fachabteilung Fahrkomfort und den Herren Christian Breuninger und Max Laußer bei den Firmen TWT und MesH Engineering. Eure Unterstützungen liegen dem Erfolg meiner Dissertation zugrunde.

Zu guter Letzt danke ich meinen Eltern für die aufgeopferten chinesischen Neujahrsfeste. Ganz besonderer Dank gilt meiner Freundin Xu, die Weihnachten, die Neujahrsfeste und vieles Mehr für mich geopfert hat. Du hast mir den Rücken freigehalten und ohne dich hätte ich es wahrscheinlich nicht geschafft. Danke!

Stuttgart, im März 2022 Wei Liu

Abstract

Development of a solution concept for optimization of driving behavior

The great competitive pressure in the automotive industry requires constantly short development times, low development costs and at the same time high demands on quality leaps. The focus is on driving safety and driving pleasure, which is based on the development of driving behavior.

A key success factor in the development of driving behavior is the use of a simulation model and numerical optimization methods in order to take various local and global criteria into account at various stages of development. An adaptive vehicle model is required, which can find a reasonable balance between model complexity, accuracy and computation times. Starting from the classical development process, evaluation criteria of the stationary, quasi-stationary and dynamic aspects of the driving behavior are created. The corresponding characteristic values are developed specially for an individual vehicle. Multicriteria optimization methods are used such that conflicting evaluation criteria can be solved.

Sensitivity analysis, which is seen as the preparation of the optimization process, makes a great contribution to the identification of design variables for the optimization. Based on the inherent properties of a dynamical system, stochastic sensitivity analysis using design of experiments (DoE) methods is of great importance. In addition, metamodels or response surfaces of the evaluation criteria are generated. For the search of a global optimum, stochastic optimization methods are of interest, which can be performed on the basis of the reduced scope of the design variables and the highly qualified response surfaces. This includes the extension of the existing simulation program with the optimization tools. All this is characterized as a solution concept for the optimization of the driving behavior.

In the optimization task of the series-produced city-car, which has been proven to have large optimization potential, the newly devoloped solution concept finds practical significance. A main optimization task must be solved with it. The solution concept provides numerous proposed solutions. However, the decision of the optimal designs must ultimately not be made without engineers.

Kurzreferat

Entwicklung eines Lösungskonzepts zur Optimierung des Fahrverhaltens

Der große Wettbewerbsdruck in der Automobilindustrie erfordert stetig kürzere Entwicklungszeiten, geringere Entwicklungskosten und gleichzeitig hohe Ansprüche an Qualität und Funktionsumfang. Im Mittelpunkt stehen die Fahrsicherheit und der Fahrspaß, denen die Entwicklung des Fahrverhaltens zugrunde liegt.

Ein wesentlicher Erfolgsfaktor der Entwicklung des Fahrverhaltens ist der Einsatz von Simulationsmodellen und numerischen Optimierungsmethoden, um diverse lokale und globale Kriterien bereits in frühen Entwicklungsphasen auszubalancieren. Dazu wird ein Gesamtfahrzeugmodell benötigt, welches eine vernünftige Balance zwischen Modellkomplexität, Genauigkeit und Rechenzeiten bietet. Ausgehend vom klassischen Entwicklungsprozess werden Bewertungskriterien der stationären, quasi-stationären und dynamischen Aspekte des Fahrverhaltens erstellt. Fahrzeugspezifisch werden objektive Kennwerte verwendet, damit die sich widersprechenden Bewertungskriterien möglichst gleichzeitig erfüllt werden können. Dafür werden in dieser Arbeit multikriterielle Optimierungsmethoden zum Einsatz gebracht.

Die Sensitivitätsanalyse, welche als Vorbereitung des Optimierungsablaufs angesehen wird, leistet einen großen Beitrag für die Identifikation der Entwurfsvariablen für die angeschlossene Optimierung. Basierend auf den systeminhärenten Eigenschaften ist die stochastische Sensitivitätsanalyse mit Hilfe von Methoden der statistischen Versuchsplanung (engl. Design of Experiments, Abk. DoE) von großer Bedeutung. Darüber hinaus werden Metamodelle bzw. Antwortflächen der Bewertungskriterien generiert. Zur Suche nach dem globalen Optimum sind stochastische Optimierungsverfahren von Interesse, welche auf Grundlage des reduzierten Umfangs der Entwurfsvariablen und der entsprechenden Antwortflächen durchgeführt werden können. Dazu gehört die Erweiterung des bestehenden Simulationsprogramms um die Optimierungswerkzeuge. Alle dies wird als ein ganzheitliches Lösungskonzept zur Optimierung des Fahrverhaltens gekennzeichnet.

Für die Optimierungsaufgabe eines serienmäßigen City-Cars findet das neu entwickelte Lösungskonzept praktische Anwendung. Dabei muss eine Hauptoptimierungsaufgabe gelöst werden. Das Lösungskonzept stellt zahlreiche Lösungsvorschläge zur Verfügung. Allerdings darf die Entscheidung über optimale Entwürfe letztendlich nicht ohne die menschliche Entscheidung erfahrener Ingenieure getroffen werden.

Inhaltsverzeichnis

Formelzeichenverzeichnis **VII**

Akronyme **XI**

1 Einleitung **1**
1.1 Klassische Auslegung des Fahrverhaltens 2
1.2 Stand der Technik zur Optimierung des Fahrverhaltens 3
1.2.1 Fahrzeugmodelle 4
1.2.2 Optimierung des Fahrverhaltens 6
1.3 Inhalt und Ziel dieser Arbeit 8

2 Modellierung und Simulationsmethodik **10**
2.1 Grundlagen des Fahrwerks 10
2.1.1 Systemübersicht des Fahrwerks 11
2.1.2 Achskenngrößen 12
2.2 Definition der Fahrzeugbewegung 14
2.3 Fahrzeugmodelle 15
2.3.1 Einspurmodell 15
2.3.2 Mehrkörpersimulation 18
2.4 Bewertungskriterien des Fahrverhaltens 20
2.4.1 Stationäres Fahrverhalten 21
2.4.2 Instationäres Fahrverhalten 25

3 Gesamtfahrzeugmodell zur Optimierung des Fahrverhaltens **29**
3.1 Gesamtfahrzeugmodell 29
3.1.1 Mehrkörpermodell 30
3.1.2 Fahrdynamiksimulation (FADYS) 31
3.1.3 Effizientes Ride und Handling-Module (Effizientes Ride und Handling-Tool (ERH)-Module) 33
3.1.4 Reifenmodell 34
3.2 Aufbau eines Gesamtfahrzeugmodells 37
3.3 Modellvalidierung und -parametrierung 38
3.3.1 FKE-Prüfstandsmessungen (Federung, Kinematik und Elastokinematik) 38
3.3.2 Fahrdynamikmessungen 41

4 Bewertungskriterien zur Optimierung des Fahrverhaltens **44**
4.1 Bewertungskriterien des Fahrverhaltens 44

4.2 Mathematische Formulierung der Optimierungsaufgabe 47
4.2.1 Zielfunktion 47
4.2.2 Nebenbedingungen 48
4.3 Multikriterielle Optimierung 50
4.3.1 Ordnungsstruktur und Optimalitätsbegriff im Vektorraum . . . 51
4.3.2 Algorithmen der multikriteriellen Optimierung 53
4.4 Optimierungsverfahren 60
4.4.1 deterministische Optimierungsverfahren 60
4.4.2 stochastische Optimierungsverfahren 61
4.5 Bemerkungen 63

5 Sensitivitätsanalyse 64
5.1 Sensitivitätsanalyse 64
5.2 Statistische Versuchsplanung (Design of Experiments (DoE)) 65
5.3 Metamodelle bzw. Antwortflächen 67
5.4 Bewertungsmaße der DoE 69
5.4.1 Sensitivitätsindex erster und höherer Ordnung 69
5.4.2 Korrelationskoeffizient 70
5.4.3 Bestimmtheitsmaß 71
5.4.4 Koeffizient der Prognose 72

6 Lösungskonzept 73
6.1 Systematische Optimierung des Fahrverhaltens 73
6.1.1 Klassischer Entwicklungsprozess des Fahrverhaltens 73
6.1.2 Erweiterte Systemsynthese 75
6.2 Lösungskonzept 75
6.2.1 Einsatzmodell 75
6.2.2 Optimierungsumgebung 76
6.2.3 Optimierungsverfahren 77

7 Anwendungsbeispiel 84
7.1 Optimierungspotenzial des City-Cars 84
7.2 Lösungsmaßnahmen 85
7.3 Baugruppenmäßige Optimierung 88
7.3.1 Motor Getriebe Aggregat (MGA) 89
7.3.2 Hinterachse 93
7.3.3 Vorderachse 96
7.3.4 Dämpfung und Aerodynamik 99
7.3.5 Lenkung 100
7.3.6 Reifen 100
7.3.7 Sturzeinstellung 101
7.3.8 Spureinstellung 102
7.3.9 Wechselwirkung 103

8 Zusammenfassung und Ausblick 106

Literaturverzeichnis **109**

Anhang **117**

Formelzeichenverzeichnis

Allgemeine mathematische Zeichen

Formelzeichen	Bedeutung
$\exists$, $\nexists$	es existiert ein (kein)
$\forall$	für alle

Lateinische Formelzeichen

Formelzeichen	Bedeutung
a_y	Radialbeschleunigung
c_v, c_h	Schräglaufsteifigkeit
D	Skalierungsfaktor der Lagersteifigkeit
e	Abstand des Windangriffspunkts vom Schwerpunkt
f	Lagefreiheitsgrad
f	Gütekriterium
f	Zielfunktion
$\hat{f}$	Approximierte Zielfunktion
$\mathbf{f}$	Vektorkriterium
$\mathbf{f}^d$, $\mathbf{f}^r$	eingeprägte Kraft und Reaktionskraft
F	Einfederung
F	Bewertungsfunktion des dynamischen Verhaltens
F_{yv}, F_{yh}	Seitenkraft am Latsch an Vorder- und Hinterachse
F_w	Windkraft
K_i	i-ter Körper eines Mehrkörpersystems
M	Momentanpol der Kurvenfahrt
$\mathbf{g}$	Gleichungsnebenbedingung
G^1	Bewertungsfunktion des Endzustands und der Endzeit
H^1	Endbedingung
$\mathbf{h}$	Ungleichungsnebenbedingung
h_k	Rollzentrumshöhe
ig	Gesamtlenkübersetzung
ig_v, ig_h	Lenkübersetztung der Vorder- und Hinterachse
$\mathbf{k}$	Vektor der verallgemeinerten Zentrifugal-, Kreisel- und Corioliskräfte
$\mathbf{I}$	Trägheitstensor
$\mathbf{J}_T$, $\mathbf{J}_R$	Jacobimatrizen der Translation und Rotation
l	Stufen/Level einer vollfaktoriellen DoE

$\mathbf{l}_l$, $\mathbf{l}_r$	eingeprägtes Moment und Reaktionsmoment
l_v, l_v	Abstand Fahrzeugschwerpunkt zu Vorderachse und Hinterachse
L	Radstand
P	Koordinaten der Anlenkpunkte an Hinterachse
r	Reduktionsstufe teilfaktorieller Versuchspläne
m	Masse
m_v, m_h	Masse an Vorder- und Hinterachse
$\mathbf{M}$	Massenmatrix
MGA_X, MGA_Y, MGA_Z	Koordinaten des Motors im lokalen Motorkoordinatensystem
n	Anzahl der Entwurfsvariablen
n	Anzahl einer Urliste Variablen
n_k	Nachlaufstrecke
n_τ	Nachlaufversatz
p	Anzahl der Körper eines Mehrkörpersystems
$\mathbf{p}$	Vektor der Entwurfsvariablen
$\mathbf{p}^*$	optimale Lösung
$\mathbf{p}^p$	Pareto-optimale Lösung
$\mathbf{p}^o$, $\mathbf{p}^u$	obere und untere Schranken
$\mathbf{q}$	Vektor der verallgemeinerten eingeprägten Kräfte
r	Korrelationskoeffizient
$\mathbf{r}$	Vektor der stochastischen Variablen, Ortsvektor
r_σ	Stoßradius
R	Kurvenradius, Korrelationskoeffizient
s	Vektor der Verdrehung
S	Kovarianz
$\mathbf{S}$	Drehmatrix
SS	Summe der Abweichungsquadrate
t	Zeit
t^0, t^1	Anfangs- und Endzeit
u	Utilityfunktion
V	unbedingte Varianz
v	Geschwindigkeit des Fahrzeugschwerpunkts
v_{ch}	charakteristische Geschwindigkeit bei Sinuslenken
$\mathbf{w}$	Gewichtungsfaktor
$\mathbf{W}^r$	Arbeit der Reaktionskräfte
x, y, z	Längs-, Quer- und Vertikalrichtung des Fahrzeugs
X, Y	Eingangs- und Ausgangsgrößen
$\overline{x}$, $\overline{y}$	Mittelwert aus einer Urliste
x_{RMP}, y_{RMP}, z_{RMP}	Koordinaten des Radmittelpunkts im Radkoordinatensystem
x_v, y_v, z_v	Koordinaten des Fahrzeugschwerpunkts im Inertialsystem
y	Querversatz des Fahrzeugschwerpunkts
z	verallgemeinerte Geschwindigkeiten

Griechische Formelzeichen

Formelzeichen	Bedeutung

α_v, α_h	Schräglaufwinkel der Vorder- und Hinterachse
β	Schwimmwinkel des Fahrzeugschwerpunkts
β_h	Schwimmwinkel an der Hinterachse
β_{stat}	stationärer Schwimmwinkel des Schwerpunkts beim LWS
δ	Spurwinkel
δ_v, δ_h	Radeinschlag der Vorder- und Hinterachse
δ_{VO}, δ_{HI}	Lenkradwinkel der lenkbaren Vorder- und Hinterachse
δ_H	Lenkradwinkel
δ_{statt}	stationärer Lenkradwinkel beim LWS
γ	Sturzwinkel
τ	Nachlaufwinkel
τ_σ	Stoßradius
τ_s	Lenkrollradius
σ	Spreizung
θ_v	Nicken
ψ_v	Gieren
ψ	funktionale Zielfunktion
μ	Mittelwert aus einer Urliste
φ	explizite Kriteriumsfunktion
φ_v	Wanken
δ_v, δ_h	Lenkwinkel der Vorder- und Hinterachse
$\dot{\psi}_v$	Giergeschwindigkeit des Fahrzeugschwerpunkts zum Inertialsystem
$\ddot{\psi}_v$	Gierbeschleunigung des Fahrzeugschwerpunkts zum Inertialsystem
$\dot{\beta}$	Schwimmwinkelgeschwindigkeit des Fahrzeugschwerpunkts
Θ	Trägheitstensor, Trägheitsmoment
ω	Winkelgeschwindigkeitsvektor
ρ	Parameter der Bedingungen an die Liniensuche
ε	kleine Größe
ε	Fehler in der Approximation der Zielfunktion

Mengen

Formelzeichen	Bedeutung
$\mathcal{A} \cap \mathcal{B}$	Schnittmenge aus $\mathcal{A}$ und $\mathcal{B}$
$\mathcal{A} \cup \mathcal{B}$	Vereinigungsmenge aus $\mathcal{A}$ und $\mathcal{B}$
$\mathcal{F}$	zulässiger Kriterienraum
$\mathcal{F}^P$	Menge der Pareto-optimalen Lösungen im Kriterienraum
$\mathcal{P}$	zulässiger Parameterraum
$\mathbb{R}$	Menge der reellen Zahlen
$\mathbb{R}^h$	h-dimensionaler reeller Raum

Akronyme

ABS Antiblockiersystem
ALHS Advanced Latin Hypercube Sampling
ARC De-Dion-Achse
ARSM Adaptive Response Surface Modeling
ASR Antriebsschlupfregelung
BK Bremskomfort bzw. Geradeausbremsen
CFD Computational Fluid Dynamics
CoC Coefficient of Correlation
CoD Coefficient of Determination
CoP Coefficient of Prognosis
CS Cornering Stiffness
DIN Deutsches Institut für Normung
DoE Design of Experiments
EA evolutionäre Algorithmen
ESP Electronic Stability Program
EG Eigenlenkgradient
ERH Effizientes Ride und Handling-Tool
FADYS Fahrdynamiksimulation
FEM Finite-Elemente-Methode
FKE Federung, Kinematik und Elastokinematik
KO Konstruktionslage
GA Genetische Algorithmen
GET Getriebe
GV Gierverstärkung
HA Hinterachse
HAL Hinterachselenkung
HiL Hardware in the Loop
LHS Latin Hypercube Sampling
LWS Lenkwinkelsprung
MGA Motor Getriebe Aggregat
MKS Mehrkörpersimulation
MKM Mehrkörpermodell
MOP Metamodell of Optimal Prognosis
MOT Motor
MUE $\mu-Split$
PKW Personenkraftwagen
RDA Robust Design Analysis
RSM Response Surface Modeling

SA Sensitivitätsanalyse
SG Schwimmwinkelgradient
STI Standard-Tyre-Interface
VA Vorderachse
VL LMS Virtual.Lab Motion
VSD Verstelldämpfung
WG Wankwindelgradient

Abbildungsverzeichnis

1.1 Die wesentlichen Phasen eines Produktentwicklungsprozesses 2
1.2 Modellkomplexität 4

2.1 Hinterachse eines City-Cars 11
2.2 Achsenkenngrößen 1 13
2.3 Achsenkenngrößen 2 13
2.4 Rollzentrum 14
2.5 Körperfestes Koordinatensystem nach Deutsches Institut für Normung (DIN) 70000 15
2.6 lineares Einspurmodell 17
2.7 Gesamtfahrzeugmodell der Mehrkörpersimulation 18
2.8 Eigenlenkgradient (EG) der stationären Kreisfahrt 24
2.9 Schwimmwinkelgradient (SG) der stationären Kreisfahrt 25
2.10 Lenkradwinkel des Lenkwinkelsprungs 27
2.11 Giergeschwindigkeit des Lenkwinkelsprungs 27

3.1 Modulare FADYS 31
3.2 Mehrkörpermodell (MKM) und FADYS 32
3.3 Klassische Reifenkennfelder für den Querdynamikeinsatz: Seitenkräfte und Rückstellmomente über Schräglaufwinkel 35
3.4 Schräglaufsteifigkeit und Rückstellmomentsteifigkeit über Radlast . . . 36
3.5 Gesamtfahrzeugmodell 37
3.6 Federung, Kinematik und Elastokinematik (FKE) Prüfstand 39
3.7 FKE Validierung der De-Dion Hinterachse beim Manöver Lenkelastizität Momenteinleitung links 41
3.8 EG-Verlauf des City-Cars 43
3.9 SG-Verlauf des City-Cars 43

4.1 Abbildung des Entwurfsraums $\mathbb{R}^h$ auf den Kriterienraum $\mathbb{R}^n$ 51
4.2 Unterteilung der Menge $\mathcal{F}$ nach natürlicher Ordnung 52
4.3 Vektorvergleich nach lexikographischer Ordnung 53
4.4 Skalarisierung 54
4.5 Methode der gewichteten Kriterien 55
4.6 Abstandmethode für $\rho = 2$ 56
4.7 Hierarchisierung 57
4.8 Hierarchische Optimierung 58
4.9 Zieloptimierung 59
4.10 Genereller Ablaufdiagramm eines evolutionären Algorithmus [Poh13] . 62

5.1 Ablaufdiagramm der Sensitivitätsanalyse (SA) mit Hilfe von DoE . . . 65

6.1 Klassischer Entwicklungsprozess des Fahrverhaltens 74
6.2 Datenfluss der Sensitivitätsanalyse 80
6.3 Optimierung beim Einsatz des MKM 82

7.1 Entwurfsvariablen des City-Cars 86
7.2 CAD Abbildung der Baugruppe MGA 89
7.3 Antwortfläche des Querversatzes in 2. Sekunde nach Bremsbeginn der Baugruppe MGA 90
7.4 Pareto-Front zwischen Bremskomfort bzw. Geradeausbremsen (BK) Querversatz und max.Giergeschwindigkeit bei Lenkwinkelsprung (LWS) . . . 92
7.5 Skizze der Baugruppe Hinterachse 93
7.6 Antwortfläche des Querversatzes in 2. Sekunde nach Bremsbeginn der Baugruppe Hinterachse (HA) 94
7.7 Pareto-Front zwischen max. Giergeschwindigkeit bei LWS und Querversatz in 2.Sekunde nach Bremsbeginn bei BK der Baugruppe HA 96
7.8 Antwortfläche des Querversatzes in 2. Sekunde nach Bremsbeginn der Baugruppe Vorderachse 97
7.9 Pareto-Front zwischen max. Gierwinkel bei MUE und Querversatz in 2.Sekunde nach Bremsbeginn bei BK der Vorderachse 98
7.10 optimierte Auslegung des City-Cars 100
7.11 Schwellenwert der Grundspur an Vorder- und Hinterachse 103
7.12 Querversatz und Giergeschwindigkeit bei Geradeausbremsen 105

A.1 Schräglaufsteifigkeit-Verlauf des City-Cars 117
A.2 MGA Korrelation BK Querversatz vs LWS max.Giergeschwindigkeit . . 118
A.3 Antwortfläche der max. Giergeschwindigkeit bei Lenkwinkelsprung unter Baugruppe MGA 118
A.4 MGA Korrelation BK Querversatz vs LWS max.Giergeschwindigkeit . . 119
A.5 Antwortfläche HA LWS max. Giergeschwindigkeit 119
A.6 Antwortfläche HA MUE max. Giergeschwindigkeit 120
A.7 Pareto HA lws max. Gierrate vs bk Querversatz 2.Sekunde 120
A.8 Antwortfläche des max. Gierwinkels bei MUE der Vorderachse 121
A.9 Korrelation zwischen dem Querversatz in 2.Sekunde nach Bremsbeginn bei Geradeausbremsen und max. Gierwinkel bei MUE unter Baugruppe VA 122
A.10 Antwortfläche des Querversatzes in 2. Sekunde bei BK zur Spurstellung an Vorderachse 123
A.11 Antwortfläche der maximalen Giergeschwindigkeit bei Lenkwinkelsprung zur Spurstellung an Vorderachse 123
A.12 Antwortfläche des Querversatzes in 2. Sekunde bei BK zur Spurstellung an Hinterachse 124
A.13 Antwortfläche der max. Giergeschwindigkeit bei Lenkwinkelsprung zur Spurstellung an Hinterachse 124
A.14 μ-Split des City-Cars 125

A.15 Nebenkriterien des City-Cars 126
A.16 Sinuslenken bei 1 Hz des City-Cars 127
A.17 Lenkwinkelsprung des City-Cars 128

Tabellenverzeichnis

3.1 FKE-Manöver und Kenngrößen 40
3.2 Fahrmanöver und Fahrdynamikkennwerte zur Validierung und Parametrierung 42

4.1 Bewertungskriterien 46

5.1 Charakteristik und Stützstellen der herkömmlichen Versuchspläne, nach [Lee13], [SBH17] 66

7.1 Baugruppenmäßige Entwurfsvariablen zur SA 87
7.2 Identifikation der Entwurfsvariablen der Baugruppe MGA zum Querversatz in 2. Sekunde nach Bremsbeginn 90
7.3 Identifikation der Entwurfsvariablen der Baugruppe MGA zur Giergeschwindigkeit in 1. Sekunde nach Bremsbeginn 91
7.4 Identifikation der Entwurfsvariablen der Baugruppe MGA zur max. Giergeschwindigkeit bei LWS 91
7.5 optimierte Auslegung des MGA 93
7.6 Identifikation der Entwurfsvariablen der Baugruppe Hinterachse 95
7.7 optimierte Auslegung der HA 96
7.8 Identifikation der Entwurfsvariablen der Baugruppe Vorderachse 98
7.9 optimierte Auslegung der Vorderachse 98

1 Einleitung

Das Fahrverhalten gehört zu den grundlegenden Anforderungen eines Kraftfahrzeugs. Unter Fahrverhalten oder Handling wird das quer- und längsdynamische Verhalten des Systems Fahrer-Fahrzeug-Fahrumgebung im Frequenzbereich bis zu etwa 4 Hz verstanden. Betrachtet werden Änderungen des Fahrzustands infolge von Fahrerreaktionen im Hinblick auf Lenkrad, Gaspedal, Bremse sowie Schalten oder Kuppeln. Äußere Störungen wie beispielsweise Seitenwind, Spurrillen oder Straßenneigung beeinflussen ebenfalls die Änderungen des Fahrzustands. Eine strenge Abgrenzung zum Fahrkomfort ist nicht immer möglich, da sich Störungen oberhalb von 4 Hz im Allgemeinen kaum noch auf das fahrdynamische Verhalten auswirken. Das Fahrverhalten ist sowohl für die Automobilhersteller als auch für die Kunden vom großen Interesse, da sie mit Fahrsicherheit und Fahrspaß zusammenhängen. Die Auswirkung auf das Fahrverhalten wird in der Praxis untersucht. Beim Fahren eines Kraftfahrzeugs im Straßenverkehr geht es für den Fahrer um die Bewältigung einer Regelaufgabe, bei welcher der Fahrer mit der Regelstrecke des Fahrzeugs zusammenwirkt. Das Ziel von Verbesserungen des Fahrverhaltens liegt darin, bereits ohne Regelsysteme im Fahrzeug wie Electronic Stability Program (ESP)-Bremsregelsystem, Verstelldämpfung (VSD) und weiteren Systemen bereits ein bestmögliches Fahrverhalten dem Fahrer und den Passagieren anbieten zu können.

In unterschiedlichen Entwicklungsphasen von Konzepten bis hin zur Serienentwicklung erfahren Ingenieure das Fahrverhalten mit Hilfe diverser Methoden, welche auch aus den Erfahrungen der Entwicklungsingenieure sowie aus den Erfahrungen der Entwicklung von Vorgängerfahrzeugen resultieren. Aus subjektiven Bewertungen der Versuchsingenieure wird ein Fahrcharakter entwickelt, der vom Kunden markentypisch erlebt wird. Ergänzend zur subjektiven Bewertung gewinnen objektive Bewertungen mit objektiven Kennwerten an Bedeutung. Sie basieren darauf, das Fahrverhalten der Fahrzeuge mithilfe von Messgeräten zu erfassen. In Form von standardisierten oder eigenen Kennwerten von Automobilherstellern lässt sich das Fahrverhalten in quantitativer Form bereitstellen.

Zahlreiche Simulationswerkzeuge und die dazugehörigen Fahrzeugmodelle in unterschiedlichen Detaillierungsgraden kommen zur präzisen Analyse des Fahrverhaltens zum Einsatz, um die Entwicklungsabläufe zu unterstützen. Allerdings werden in den meisten Fällen die Simulationswerkzeuge noch nicht vollständig ausgenutzt, da sie meist nur eine Rolle zur Analyse einer einzelnen Komponente oder des Gesamtfahrzeugs spielen. An dieser Stelle setzt diese Arbeit an. Sie ist ein Beitrag zum Einsatz einer Optimierungsmethode in der Simulation des Fahrverhaltens bei einer konkreten Entwicklungsaufgabe des Fahrverhaltens, speziell das Bremsverhaltens, eines City-Cars mit Hilfe der Gesamtfahrzeugsimulation.

1.1 Klassische Auslegung des Fahrverhaltens

Nach [Wed15] kann die Produktentwicklung in Vorentwicklung, Konzeptentwicklung und Serienentwicklung in die sich überschneidenden Planungs-, Konzept/Entwurfs- und Serienentwicklungsphasen unterteilt werden, siehe Abbildung. 1.1.

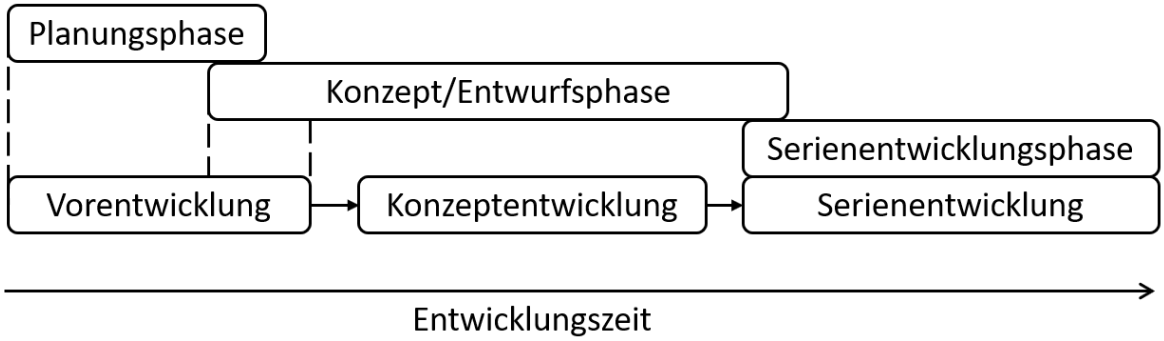

Abbildung 1.1: Die wesentlichen Phasen eines Produktentwicklungsprozesses

Bevor mit der Konzeption von einzelnen Teilsystemen begonnen werden kann, müssen in der Produktplanung die wesentlichen Eckdaten eines neuen Fahrzeugs festgelegt werden. Dabei ist vor allem zu entscheiden, welchem Marktsegment das Fahrzeug zugeordnet ist (Kleinst-, Unter-, Mittel-, Oberklasse) und welche Eigenschaften dem Fahrzeug zugeordnet werden sollten [BS11]. Aus Sicht des Fahrverhaltens bedeutet dies, ob diesem Fahrzeug ein sportlicher oder eher ein komfortabler Charakter vergeben werden soll. Daraus leiten sich erste Anforderungen an die Teilsysteme ab, deren Entwicklung im Anschluss daran zunächst weitgehend unabhängig verläuft. Als Entwurfsvariablen stehen dem einzelnen Entwicklungsingenieur ausschließlich die Parameter der Teilsysteme zur Verfügung. Bei der Auslegung verwenden Ingenieure die Kriterien, welche sich auf lokale Systemeigenschaften beziehen. Erst in der nächsten Phase folgt die Integration der Komponenten und eine erste Gesamtfahrzeuganalyse, welche die Zielkonflikte aufgrund der gegenseitigen Beeinflussung der Komponenten deutlich machen. Dies wird auch als Wechselwirkung verstanden. Die Eigenschaften des Fahrverhaltens lassen sich durch den Fahrversuch oder die Gesamtfahrzeugsimulation ermitteln. Dafür werden Prototypen in kleinen Stückzahlen gebaut. Eine große Menge der Testprogramme wird anhand der Prototypen auf einem Testgelände durchgeführt, damit sowohl die subjektiven als auch die objektiven Charakter zur Kenntnis genommen werden. Im Anschluss daran erfolgt die Rückmeldung an die jeweiligen Komponentenentwickler, welche die Verbesserungsvorschläge in ihre Entwürfe einarbeiten.

Obwohl nach diesem Entwicklungsprozess langjährige Erfolgsgeschichte bei vielen Automobilherstellern zur Produktion hochqualifizierter Fahrzeuge geschrieben wurde, verstecken sich in diesem Entwicklungsablauf noch einige Verbesserungsmöglichkeiten. Vor allem haben die Komponentenentwickler keine Chancen, schon in der Anfangsphase auf das finale Fahrverhalten einzugehen. Die Komponentenentwickler fokussieren sich hauptsächlich auf ihre lokalen Kriterien. In dieser Phase wird die Wechselwirkung

mit anderen Komponenten nicht berücksichtigt, welche erst ein Prototyp oder das Modell für die Gesamtfahrzeugsimulation aufzeigen kann.

In diesem Prozess dient die Gesamtfahrzeugsimulation als quantitative Analyse des Fahrverhaltens. Gemeinsam mit den Komponentenentwicklern werden anschließend die Lösungsansätze für das Fahrverhalten erarbeitet. Im nachkommenden Optimierungsprozess wird das Verbesserungspotenzial oft nicht ausgenutzt. Es erschwert sich die Lösungsfindung dadurch, dass die Fahrverhaltensanalyse auf Gesamtfahrzeugebene erst in dieser Phase stattfindet. Oftmals fallen die Probleme sehr spät auf. Der Spielraum für Modifikationen verringert sich mit der zeitlichen Entwicklungsphase. Gleichzeitig ist ein Komponentenaustausch oft mit hohen Kosten verbunden. Solch ein Prozess gewährleistet keine optimalen Entwürfe. Komponentenentwickler konzentrieren sich auf ihre eigenen Teilsysteme. Die Eigenschaften der anderen Teilsysteme werden in diesem Fall als gegebene Größe betrachtet. Deswegen kann die optimale Lösungsfindung auf Gesamtfahrzeugebene nicht erreicht werden.

Es kommt am Ende manchmal zu unerwünschten Eigenschaften von Serienfahrzeugen, die viel zu spät erkannt werden können. Darüber hinaus besteht die Möglichkeit zur Steigerung der Qualität eines bereits freigegebenen Serienfahrzeugs. Die Eigenschaften von Serienfahrzeugen auf dem Markt lassen sich mit Hilfe der neuen methodischen Verfahren effizienter und effektiver optimieren. Aus den aktuellen Entwicklungsprozessen, dem Optimierungspotenzial des Serienfahrzeugs eines City-Cars bei einem prominenten Automobilhersteller und den oben erwähnten Gedanken resultiert die Motivation der vorliegenden Arbeit.

1.2 Stand der Technik zur Optimierung des Fahrverhaltens

Im Entwicklungsprozess wird ein reales Fahrzeug mithilfe von Simulationsmodellen kontinuierlich verbessert, wobei diverse Berechnungsdisziplinen wie beispielsweise die Finite-Elemente-Methode (FEM), Mehrkörpersimulation (MKS) und Computational Fluid Dynamics (CFD) zum Einsatz kommen [Wed15]. In Abhängigkeit von der jeweiligen Fragestellung des Fahrverhaltens muss ein angemessenes Fahrzeugmodell mit angemessenen Modellierungsstufen in der Simulation eingesetzt werden, welches einen vernünftigen Kompromiss zwischen Effizienz und Genauigkeit bilden muss, siehe Abbildung 1.2. Ein zur Optimierung des Fahrverhaltens des City-Cars einsetzbares Gesamtfahrzeugmodell wird in Kapitel 3 vorgestellt und entwickelt. Im zweiten Teil kommt eine kurze Einführung in gebräuchliche Optimierungsverfahren. Ein explizites Lösungskonzept inklusive Entwurfsvariablen, Algorithmen und Optimierungsmethoden wird in Kapitel 6 hinsichtlich des Fahrverhaltens des City-Cars entwickelt und genauer vorgestellt.

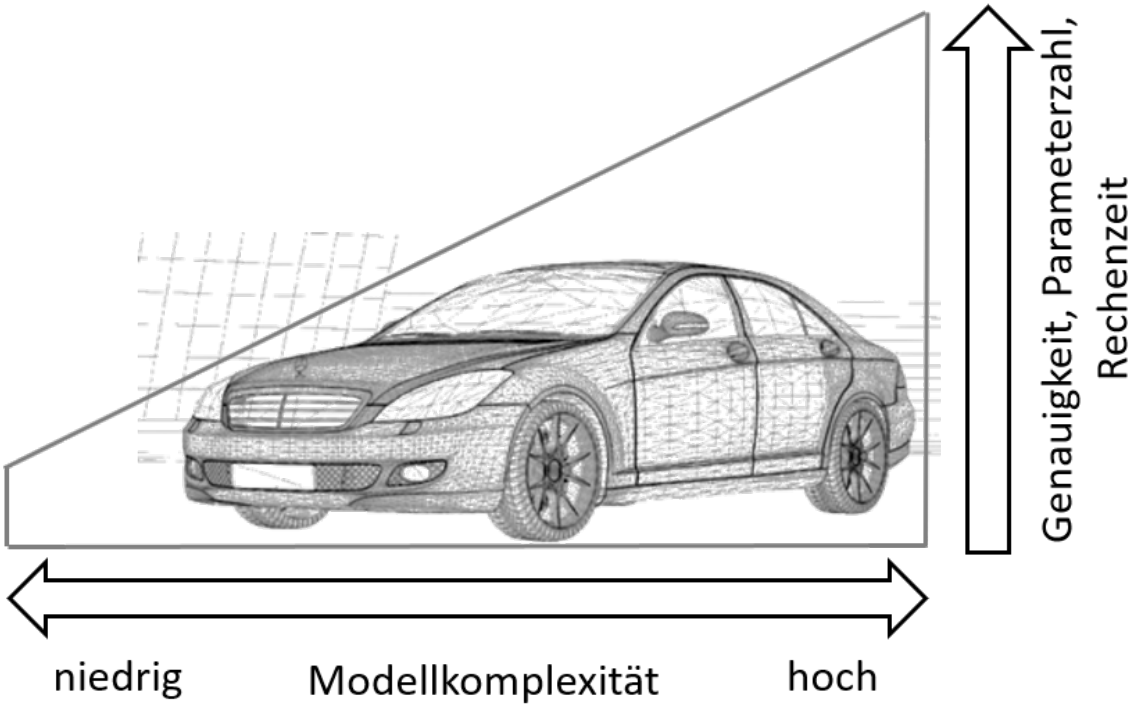

Abbildung 1.2: Modellkomplexität

1.2.1 Fahrzeugmodelle

In den letzten Jahrzehnten wurden zahlreiche Fahrzeugmodelle entwickelt, die mittlerweile klassisch sind. Vor allem sind die bekanntesten mathematischen Modelle wie beispielsweise das lineare Einspurmodell, das Zweispurmodell und das Viertelfahrzeugmodell mit unterschiedlichen Freiheitsgraden in der industriellen Anwendung weit verbreitetet [MW15]. Solche mathematischen Beschreibungen sind in der Lage, die für das Fahrverhalten relevanten Fragestellungen bis 4 Hz und zum Teil darüber beantworten zu können. Die größten Vorteile der klassischen Fahrzeugmodelle liegen darin, im Vergleich zu anderen Modellen (z.B. FEM-Modelle) die Rechenzeiten dramatisch zu reduzieren und einen deutlich geringeren Bedarf an Software- und Hardwareressourcen in Anspruch zu nehmen. Trotz vieler Annahmen bei der Modellbildung lassen sich die Phänomene des Fahrverhaltens auf Gesamtfahrzeugebene wie beispielsweise das Steuerverhalten oder der Einfluss von Seitenwind gut analysieren [Zom87]. Kommt ein nichtlineares Kraftgesetz zur Abbildung der Reifeneigenschaften zum Einsatz, so ermöglicht dieses erweiterte nichtlineare Einspurmodell, das Fahrverhalten bei höheren Radialbeschleunigungen abbilden zu können.

Ein in der Industrie weit verbreitetes Fahrzeugmodell ist das Zweispurmodell, welches mindestens fünf Massen besitzt, nämlich die der vier Räder und einen massebehafteten Aufbau. Ein etabliertes Modell wird seit über 30 Jahren im Haus Daimler in der Serienentwicklung eingesetzt, welches den Namen Fahrdynamiksimulation (FADYS) trägt [Fri12]. Zusätzlich zu den genannten fünf Massen besitzt FADYS einen zusätz-

lichen Freiheitsgrad im Lenksystem mit einem massebehafteten Lenkrad zur Analyse von Pendelphänomenen bei losgelassenem Lenkrad. Wie in Zweispurmodellen üblich werden die kinematischen und elastokinematischen Eigenschaften der Vorder- und Hinterachse in FADYS mit Hilfe von Kennfeldern berücksichtigt, die sowohl aus Messungen von FKE-Prüfstanden oder spezialisierten FKE-Simulationen aus Achsmodellen bedatet werden. Weitere Zweispurmodelle für unterschiedliche Anwendungsfälle wurden von Fahrzeugentwicklern vorgeschlagen [McH71], [SH96], [Jin76], [HH13]. Diese Modelle verfügen über zehn bis 20 Freiheitsgrade, welche die Genauigkeit in einzelnen Fragestellungen aber auch in Rechenzeiten, sowie den Bedatungsaufwand erhöhen.

Im Vergleich zu den Ein- und Zweispurmodellen wird ein Mehrkörpermodell durch eine bauteilorientierte detaillierte Beschreibung der Kinematik und Elastokinematik der Achsen abgebildet, wobei die Lenker und Lager mit ihren Steifigkeits- und Dämpfungseigenschaften in allen sechs Freiheitsgraden (drei transversalen und drei rotatorischen) abgebildet werden. Zum Einsatz von Mehrkörpermodellen zur Simulation des Fahrverhaltens steht eine große Menge an Literatur zur Verfügung. Die bekannten Werke wie zum Beispiel [SHB$^+$10], [S$^+$90], [HKW86], [Woe16], [Nik88], [PS93] werden häufig als Richtlinien zur Erstellung von Mehrkörpermodellen betrachtet. Die ausführliche Modellierung eines Gesamtfahrzeugs befindet sich in nur wenigen Arbeiten. Die charakteristische Abbildung eines Mehrkörpermodells mit der komplexen Kinematik und Elastokinematik der Radaufhängung wird in der Arbeit [Sch89] beschrieben. Die komponentenweise Parametrierung des Fahrwerks erfolgt durch MKM, sodass eine enge Verbindung zwischen der rechnergestützten und fahrzeugnahen Entwicklung aufgebaut werden kann. Dies ermöglicht deshalb die Untersuchung der Auswirkung von Fahrzeugbaugruppen und -komponenten auf Fahrdynamik, Fahrkomfort und Betriebsfestigkeit [Neg07]. Viele Simulationsprogramme zum Fahrverhalten mithilfe von MKM stehen für die industrielle Anwendung zur Verfügung. Gängig sind das kennfeldbasierte Konzept [Lan97] und Mehrkörpermodelle beinhaltende Programme [Kor93].

In der vorliegenden Dissertation wird zur Modellierung der Kinematik und Elastokinematik das Mehrkörpersimulationsprogramm LMS Virtual.Lab Motion (VL) eingesetzt, siehe [Sie]. Eine weitere Detaillierung des Gesamtfahrzeugmodells erfolgt durch FEM. Die Elastizitäten von Karosserie und Radaufhängungen können dadurch abgebildet werden. Dies ermöglicht die Analyse der Auswirkung von Elastizitäten auf das Fahrverhalten.

Im Kontext des Fahrverhaltens spielt die Modellbildung des Reifens eine entscheidende Rolle, welche nach Komplexität von einfachsten schlupfbasierten über physikalische Modelle bis hin zu detaillierten komplexen FEM-Modellen reicht. Die Kräfte und Momente hängen von Freiheitsgraden wie z.B. Schlupf, Reifendruck, Temperatur usw. ab. Die Auswahl eines Reifenmodells wird oft erst am Ende der Untersuchung des Fahrverhaltens betrachtet. Zahlreiche Reifenmodelle können zum Beispiel in den Publikationen [DFS69], [Win98] und [Pac05] gefunden werden. In der industriellen Anwendung kommen je nach den verfügbaren Hardwareressourcen bei den Automobilherstellern und den von Reifenlieferanten zur Verfügung gestellten Daten praxisnahe Reifenmodelle wie Magic-Formula-Modelle zum Einsatz. In FADYS kommen neben diesen weit verbreiteten Magic-Formula-Modellen zusätzlich eigene Erweiterungen zum Einsatz,

die den vielfältigen Herausforderungen in der praktischen Fahrdynamikentwicklung Rechnung tragen, zum Einsatz, vgl. Abschnitt 3.1.4.

1.2.2 Optimierung des Fahrverhaltens

Im modernen Ingenieurwesen wird die Systemanalyse zur Suche optimaler Parameteransätze mithilfe von Simulationswerkzeugen eingesetzt, wodurch Kosten und Entwicklungszeiten stark reduziert werden können [Bes12]. Im Allgemeinen kann dieser Prozess unter dem Oberbegriff der Optimierung zusammengefasst werden, wobei sich dieser zum großen Teil auf die rechnergestützten Verfahren bezieht. Die Optimierung ist ein sehr großes Gebiet. Nach Definition der Entwurfsvariablen kann eine Optimierungsmethode in Parameter-, Topologie-, Formoptimierung und freie Dimensionierung unterteilt werden [BS13], [Sch05], [Har08].

Im Allgemeinen wird die Optimierung nach den Theorien von [Cav12] in drei Untergebiete unterteilt, nämlich DoE, Optimierungsalgorithmen und Robust Design Analysis (RDA). DoE (auf Deutsch statistische Versuchsplanung), wurde vor knapp 100 Jahren entwickelt, wobei das erste Fachbuch von Fisher herausgebracht wurde [Fis35]. Weitere wichtige Meilensteine von DoE sind in der Literatur von Box und Wilson [BW51] zu finden, in welcher die Methode des Response Surface Modeling (RSM) entwickelt wurde. Taguchi [TW80] machte in den 80er Jahren die industrielle Entwicklung auf Basis von DoE populär und zeigte den daraus resultierenden Gewinn an Entwicklungsqualität auf [Sha70].

Die Optimierungsalgorithmen bilden den wichtigsten Teil der Optimierung, wobei sie sich grundsätzlich in deterministische und stochastische Algorithmen unterteilen. Deterministische Algorithmen nutzen oft lineare Algebra, wobei die Berechnung der Gradienten der Zielfunktionen und Nebenbedingungen benötigt wird. Sie werden allerdings nicht empfohlen, wenn das globale Optimum gesucht wird, da systeminhärente Unstetigkeiten vorkommen können oder mehrere Kriterien gleichzeitig berücksichtigt werden müssen.

Für glatte und beschränkte Optimierungsaufgaben ist der NLPQLP Algorithmus vorteilhaft wegen der Effizienz und Zuverlässigkeit [Sch04]. Für nichtlineare unbeschränkte Optimierungsaufgaben können die Simplex Methode [JAM65] und die zu den quasi-Newton gehörenden Methoden [Bro70], [Fle70], [Gol70], [Sha70] eingesetzt werden. Stochastische Algorithmen verwenden den Zufallsgenerator, um die Zielfunktionen zu optimieren. Sie sind geeignet für die Suche nach dem globalen Optimum aber konvergieren deutlich langsamer und erfordern erheblich mehr Evaluationen der Zielfunktion als deterministische Algorithmen. Weiterführende Arbeiten sind die Publikationen von [Wei09], [Cav12] und [SBH17].

In Bezug auf das Fahrverhalten fokussiert sich die Optimierungsaufgabe mit ihren Methoden auf eine systematische Auslegung im Sinne der Parameteroptimierung. In der industriellen Anwendung entstand im Lauf der Entwicklung eine wachsende Anzahl

an Forschungsarbeiten und eine große Zahl an Veröffentlichungen. Jede Arbeit konzentriert sich auf verschiedene Forschungsschwerpunkte. Im folgenden Absatz wird ein Überblick über diese Forschungsschwerpunkte gegeben.

Wimmer [Wim97] entwickelte eine ganzheitliche Optimierungsmethode, welche die kinematischen und elastokinematischen Eigenschaften des Fahrwerks hinsichtlich der lokalen und globalen Kriterien optimiert. Die deterministische Optimierungsmethode wurde hier angewendet. Basierend auf dem bestehenden Simulationsprogramm wurde eine neue Optimierungsumgebung erstellt und validiert. In der Dissertation [Ubb17] wurde ein neues Optimierungskonzept hinsichtlich der Variation verschiedener Plattformen vorgestellt. Die Auswirkung der Variation der Plattformen wurde im Hinblick auf die komplette Optimierungskette Sensitivitätsanalyse, Optimierung und RDA diskutiert.

Du [Yu05] hat sich auch für deterministische Optimierungsverfahren unter Verwendung eines MKM entschieden, um optimale Entwürfe in einem breiterem Spektrum von Fahrkomfort und Fahrdynamik zu erzielen. Dabei wurden deterministische Methoden der Sensitivitätsanalyse bzw. zur Parameteridentifikation eingesetzt. In [Hee08] wird die Sensitivitätsanalyse und Optimierung auf ein Mehrkörperfahrzeug angewendet. Dabei fokussiert sich die Arbeit auf Parameteridentifikation und -abgleich zwischen Messungen und dem MKM durch Formulierung der Gütefunktionen.

In der Arbeit [ACM97] wurden die Modellparameter mithilfe von Gütefunktionen unter Verwendung nichtlinearer Optimierung identifiziert, damit die Abweichungen zwischen dem Modellverhalten und den Messungen in Bezug auf die Längs- und Giergeschwindigkeiten kompensiert wurden. [Ros05] hat an dem Abgleich eines Mehrkörpermodells einer Hinterachse gearbeitet. Dabei ergibt sich die Gütefunktion aus den Eigenfrequenzen und Übertragungsfrequenzgängen. Durch die Sensitivitätsanalyse wurde die Anzahl der zu optimierende Fahrzeugparameter deutlich reduziert.

In der Veröffentlichung [TR19] wurde die Fahrdynamik für Rennfahrzeuge unter Verwendung von stochastischen Optimierungsalgorithmen (Evolutionären Algorithmen) optimiert. Dabei erfolgte die komponentenweise Optimierung hinsichtlich Federung, Dämpfung und Stabilisatoren im Auge von fahrdynamischen Kenngrößen wie beispielsweise dem Eigenlenkgradient, und der Phasenverschiebung der Giergeschwindigkeit. Die Publikation [YSKG19] fokussiert auf die Optimierung hinsichtlich der mechanischen Eigenschaften der Fahrwerkslager. Das verwendete MKM wurde anhand standardisierter Manöver validiert. Die Optimierung von Fahrdynamik und Fahrkomfort erfolgt durch den Einsatz von Taguchi Methoden und Grey Relation Analysis.

Das Paper [SGV+10] bezieht sich ausschließlich auf die Optimierung der Kinematik der Doppelquerlenkachse unter Einsatz von multikriteriellen synthetischen Methoden, welche sich gut für die Suche einer optimalen Lösung bezüglich des Fahrwerks eignen. Diese Methoden sind in der Lage, Ungleichungen und Gleichungen zu behandeln. Die erzielten Ergebnisse weisen hohe Genauigkeit und Robustheit auf.

1.3 Inhalt und Ziel dieser Arbeit

Die vorliegende Arbeit konzentriert sich auf die Optimierung des Fahrverhaltens eines City-Cars der Firma Daimler. Dies erfolgt durch den Einsatz eines MKM zur numerischen Optimierung. Damit lassen sich optimale Entwürfe im Kontext des Fahrverhaltens des City-Cars sowohl baugruppenmäßig als auch auf Gesamtfahrzeugebene erzielen.

Zum Verstehen des Fahrverhaltens ist es notwendig, die Grundlagen des Fahrwerks, des klassischen Ein- und Zweispurmodells sowie des MKM einzuführen. Dies bezieht sich auf die Definitionen der relevanten Baugruppen und der globalen Kenngrößen auf Gesamtfahrzeugebene. Die Vorstellung der verwendeten Fahrmanöver und deren Kenngrößen zur Beurteilung des Fahrcharakters erfolgt ebenfalls in Kapitel 2.

Ein Ziel dieser Arbeit liegt darin, die Optimierung des Fahrverhaltens komponentenweise durchzuführen. Aus diesem Anlass ist ein neues Modell spezifisch für diese Fragestellung zu entwickeln, welches eine angemessene Balance zwischen Rechenaufwand und Genauigkeit finden muss, siehe Kapitel 3. Die Modellentwicklung erfolgt durch Verknüpfung bereits verfügbarer MKM-Elemente der Software VL und Fahrzeugkomponentenmodulen von FADYS. Das neue Gesamtfahrzeugmodell des City-Cars wird anhand von Reifen-, Fahrwerks- und Gesamtfahrzeugvermessungen validiert.

In Kapitel 4 werden die quantitativen Bewertungskriterien unter Berücksichtigung des stationären, quasi-stationären und dynamischen Fahrverhaltens des zu optimierenden City-Cars vorgestellt. Anschließend werden die Methoden zur multikriteriellen Optimierung vorgestellt, wobei sich die Ziele in Gütefunktionen und Nebenbedingungen unterteilen lassen. Damit können vernünftige Lösungsansätze für sich widersprechende Optimierungsziele des Fahrverhaltens gefunden werden.

Die Motivation des Einsatzes der numerischen Optimierung liegt weniger darin, das Fahrverhalten theoretisch zu untersuchen, sondern eher die umsetzbaren optimalen Entwürfe für das Serienfahrzeug auf dem Markt oder die nächste Generation bereitzustellen. Aus diesem Anlass werden in Kapitel 5 die verwendeten Methoden der Sensitivitätsanalyse (SA) und Optimierungsverfahren vorgestellt.

In Kapitel 6 wird ein ganzheitliches Lösungskonzept zur Optimierung des Fahrverhaltens des City-Cars entwickelt, welches in Konzept-, Vorentwicklungs-, und Serienentwicklungsphase eingesetzt werden kann. Die Sensitivitätsanalyse dient dazu, nicht nur die Entwurfsvariablen zu identifizieren, sondern auch die relevanten Metamodelle bzw. Antwortflächen zu generieren. Die angeschlossene Optimierung basiert auf Grundlage der Ergebnisse der SA, wobei entsprechende Antwortflächen das ursprüngliche MKM ersetzen können. Dieses Verfahren ist die sogenannte antwortflächenbasierte Optimierung. Die Sampling Methoden der SA und Optimierungsalgorithmen werden von der kommerziellen Optimierungssoftware „optiSLang“ geliefert. Die Verknüpfung von optiSLang an die bestehende MKS-Umgebung ermöglicht eine automatisierte Optimierungsschleife, in welcher sich Gütefunktionen und Nebenbedingungen definieren lassen.

In Kapitel 7 wird das Lösungskonzept inklusive dem neuen Gesamtfahrzeugmodell, Sensitivitätsanalyse und Optimierungsverfahren auf das Serienfahrzeug City-Car angewandt, welches Optimierungspotenzial besitzt. Diese Optimierung hat eine hohe Bedeutung, da die Optimierung des Fahrverhaltens des City-Cars bisher nicht ganzheitlich auf Gesamtfahrzeugebene stattgefunden hat. Hauptkriterium bzw. Gütefunktion dieser Optimierungsaufgabe sind die dynamischen Phänomene beim Geradeausbremsen. Die optimalen Entwürfe richten sich auf fahrzeugspezifische Baugruppen bzw. Komponenten, welche im Anschluss unmittelbar am Fahrzeug umgesetzt werden können. Dabei befinden sich die Werte der Entwurfsvariablen in realistischen Wertebereichen, welche sowohl physikalisch nachvollziehbar und konstruktiv umsetzbar sind. Die Wechselwirkung unter allen relevanten Baugruppen wird am Ende des Kapitels ermittelt. Die Arbeit endet mit einem Ausblick und einer Zusammenfassung in Kapitel 8.

2 Modellierung und Simulationsmethodik

Prinzipiell beruht die Systemanalyse des Fahrverhaltens mithilfe von Simulationsmethoden auf mathematischen und physikalischen Gesamtfahrzeugmodellen. Je nach den expliziten Fragestellungen kommen diverse Modelle mit unterschiedlichen Detaillierungsgraden zum Einsatz. Im ersten Abschnitt des Kapitels werden das Einspurmodell und das MKM vorgestellt. Dabei werden die für das Fahrverhalten relevanten lokalen und globalen Kenngrößen eingeführt. Zur Bewertung des Fahrverhaltens sind Bewertungskriterien hinsichtlich stationärer und instationärer Aspekte nicht zu vernachlässigen. Zunächst werden die Grundlagen des Fahrwerks dargestellt.

2.1 Grundlagen des Fahrwerks

Das Fahrwerk ist die Verbindungsstelle zwischen dem Fahrzeugaufbau und der Straße. Es überträgt die auftretenden Kräfte und Momente. Ein optimal ausgelegtes Fahrwerk gewährleistet die Fahrzeugsicherheit und den Fahrkomfort während des Fahrbetriebs. Grundsätzlich beinhaltet das Fahrwerk die Elemente wie Radaufhängung, Lenksystem, Federung, Dämpfung sowie Räder und Reifen. Außerdem gehören die Fahrwerkregelsysteme wie Antiblockiersystem (ABS), Antriebsschlupfregelung (ASR) und Electronic Stability Program (ESP) dazu, welche dem Fahrer die Fahrzeugbeherrschung in kritischen Situationen sicherer und leichter machen. In Europa gehören diese Systeme zur vom Gesetzgeber vorgeschriebenen serienmäßigen Fahrzeugausstattung.

Dieser Abschnitt konzentriert sich auf die Vorstellung der Radaufhängung bzw. der Achse und der relevanten Kenngrößen in Bezug auf das Fahrverhalten. Die Radaufhängungen werden in die Kategorien Starr- und Halbstarrachsen sowie die Einzelradaufhängungen unterteilt. Aufgrund ihrer einfachen Bauform und vernünftigen fahrdynamischen Eigenschaften kommen an Hinterachsen in Kleinst- und Kompaktsegmenten oft starre Achsen zum Einsatz. Die radführende Federbeinachse wird oft als Vorderachse in diesem Segment eingesetzt. Weiterführende Grundlagen und Betrachtungen zum Thema Fahrwerkskonstruktion sind den Publikationen [RB86], [RB00], [Mat07], [SR92] zu entnehmen. Die Lehrbücher [MW15], [Zom87] beinhalten theoretische Untersuchungen mit Hilfe mathematischer Modellbildung.

2.1.1 Systemübersicht des Fahrwerks

Die Anordnung jedes einzelnen Achslenkers bestimmt das kinematische Verhalten der Einzelradaufhängung. Die Lenker der Radaufhängung sowie die Verbindung von Fahrzeugaufbau und Radaufhängung werden elastisch über Gummilager oder hydraulische Lager verbunden, deren Steifigkeit und Dämpfung das Fahrverhalten hinsichtlich Fahrdynamik und Fahrkomfort beeinflussen. Eine andere Aufgabe der elastischen Verbindungselemente besteht darin, Geräusche aus hörbaren Schwingungen zu minimieren. Damit die Störungen durch die Fahrbahn in Fahrzeuglängsrichtung kompensiert werden können, kommt an der Vorderachse das sogenannte Komfortlager zum Einsatz. Im Gegensatz zum Komfortlager, welches zur Abstimmung des Fahrkomforts eingesetzt wird, gibt es an der Vorderachse zusätzlich das Führungslager. Es nimmt die Querkräfte bei Kurvenfahrt auf und ist deshalb härter als das Komfortlager ausgelegt, um unerwünschte Querbewegungen des Rades bei Kurvenfahrt zu vermeiden. Das Führungslager übernimmt die Radführung. Die Anordnung des Komfort- und Führungslagers hängt mit der Position des Lenkgetriebes relativ zur Radmitte in Längsrichtung zusammen. Beim dem zu untersuchenden City-Car liegt das Führungslager hinten und das Komfortlager vorn (bezogen auf die Fahrtrichtung). Eine genaue Erklärung und deren quantitative Auswirkung auf das Fahrverhalten finden im Abschnitt 7.3.3 statt. Im Vergleich zu Doppelquerlenkerachsen wird der obere Dreieckslenker der Federbeinachse durch ein aus Kolben und Kolbenstange des Stoßdämpfers gebildetes Drehschubgelenk ersetzt [VF13]. Das Federbein ist auf Biegung beansprucht und verschlechtert dadurch das Ansprechen des Dämpfers und der Federung bei kleinen Bodenunebenheiten. Deshalb kommt die Federbeinachse bei Mittel- und Oberklassefahrzeugen nicht zum Einsatz.

Abbildung 2.1: Hinterachse eines City-Cars

Aufgrund der kostengünstigen Bauweise bei guter Funktion kommen bei Kleinst- und Unterklassenfahrzeugen häufig an der Hinterachse aus wenigen Bauteilen und einfach zu produzierende Achstypen zum Einsatz. Ein Beispiel ist die Hinterachse des City-Cars der vorliegenden Arbeit, siehe Abbildung 2.1. Die französische Firma De-Dion hat diese Achse für Fahrzeuge mit Motoren an der Hinterachse erfunden. Die ungefederten Massen wurden verringert, indem das Hinterachsgetriebe nicht an der Achse,

sondern am Fahrzeugaufbau befestigt wird [HEG07]. In diesem Segment ist diese Art Hinterachse vom großen Interesse, da das komplette Antriebsaggregat integriert werden kann. Beide Radträger sind durch ein leichtes Achsrohr über das Zentrallager mit dem Fahrzeugaufbau verbunden. Die Biege- und Torsionssteifigkeiten des Achsrohrs sind deutlich geringer als die der anderen Achslenker, sodass der Stabilisator an der De-Dion Achse eingespart werden kann.

Vorteilhaft bewegen sich beide Räder in vielen Situationen parallel. Die Sturzwinkel ändern sich bei den Radbewegungen nur wenig. Das heißt, dies Achse ist gegen eine Sturzwinkeländerung stabil. Dies gewährleistet eine sich nicht verkleinernde Kontaktfläche zwischen Reifen und Fahrbahn bei Kurvenfahrt. Der Spurwinkel ist ebenfalls bei Radbewegungen verhältnismäßig stabil. Möglichst große übertragbare Querkräfte am Latsch lassen sich durch diese Eigenschaften sicherstellen. Weiterhin sind zwei Wattgestänge in Fahrzeugquerrichtung verbaut, siehe rote Achslenker in Abbildung 2.1, damit eine Lenkbewegung beim Einfedern vermieden werden kann.

Die passende Nachbildung der De-Dion-Achse in numerischen Simulationen setzt eine vernünftige Modellbildung voraus, welche realistischerweise als Mehrkörpersystem vorgenommen wird. Die Modellbildung des Achsrohrs kann mit Hilfe eines FEM-Modells erfolgen. Selbst wenn Biegen und Torsion abgebildet werden können, lässt sich eine Modellbildung mit Hilfe von Ersatzmodellierungen dennoch in einem einfachen MKM nicht realisieren.

2.1.2 Achskenngrößen

Das Fahrverhalten wird wesentlich von der durch Krafteinwirkung auftretenden Radstellungsänderung, den Reifeneigenschaften zur Kraftübertragung sowie den konstruktiven Fahrzeuggrößen beeinflusst [HEG07]. Die Radstellungsänderung in Form von Orientierung und Lage des Rades zur Straße bzw. zum Fahrzeugaufbau, Sturz und Spur jedes Rades werden in einem radbezogenen lokalen Koordinatensystem quantitativ beschrieben. Das resultierende Fahrverhalten auf Gesamtfahrzeugebene wird durch die konstruktiven und abgeleiteten Kenngrößen der Achse maßgeblich geprägt. Endgültig erfolgt die Systemanalyse des Fahrverhaltens durch quantitative Bewertungskriterien auf Gesamtfahrzeugebene, welche mit Hilfe von globalen Kriterien dargestellt werden. In den Abbildungen 2.2 bis 2.4 wird eine Auswahl der relevanten Kenngrößen nach der Definition in der Norm DIN 70000 gezeigt.

Die kinematische Lage und Orientierung eines Radträgers im Raum wird durch sechs unabhängige Koordinaten abgebildet. Eine vollständige Beschreibung der Translation erfolgt über Einfederung F sowie die Längs- und Querkoordinaten des Radmittelpunkts x_{RMP} und y_{RMP}. Durch angepasste Koordinaten entstehen Spurwinkel δ, Sturzwinkel γ und der Nachlaufwinkel τ. Die Konstruktionslage (KO)-Lage ist je nach Baureihe unterschiedlich definiert. Die Ruhelage des vollgetankten City-Cars einschließlich zweier Insassen à 68 kg entspricht der KO-Lage im Rahmen dieser Arbeit.

Neben den konstruktiven Koordinaten und den daraus resultierenden Kenngrößen stehen einige signifikante abgeleitete Größen zur Verfügung, welche einem Konstrukteur

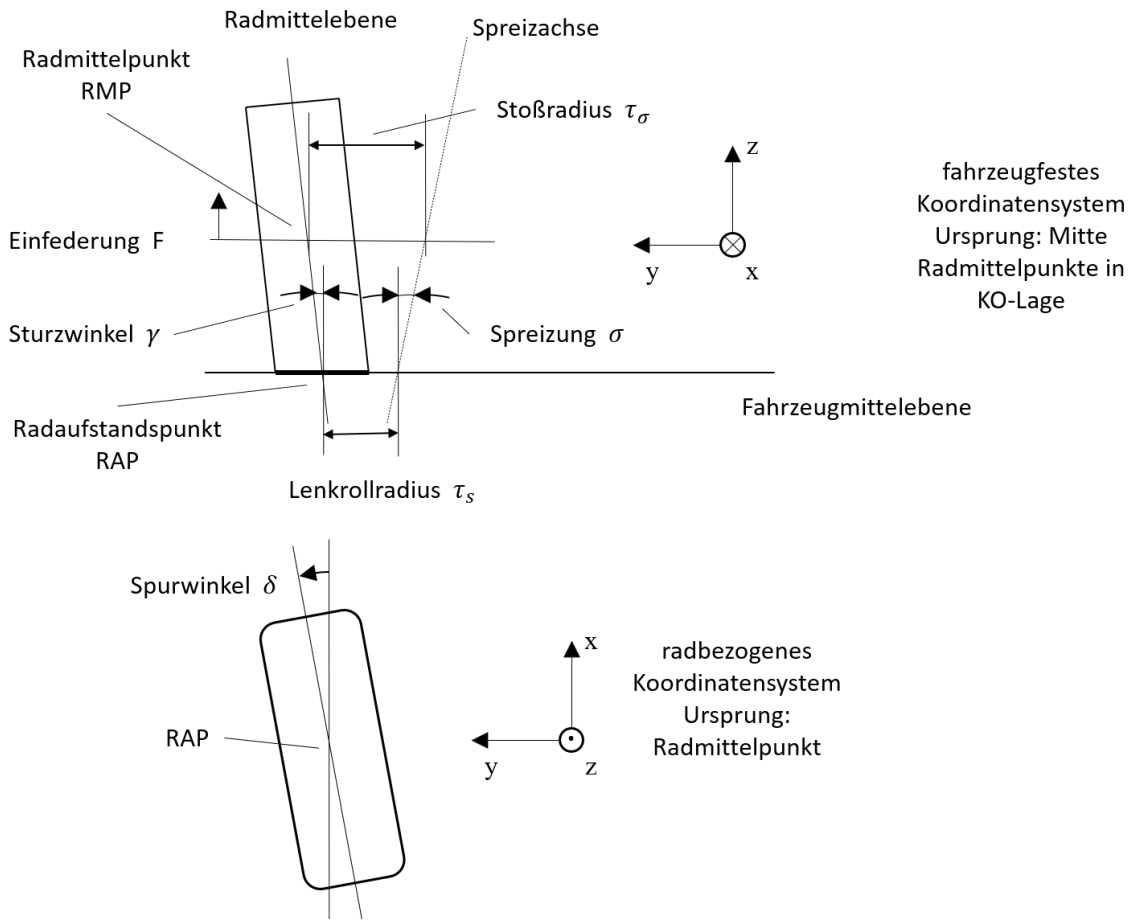

Abbildung 2.2: Achsenkenngrößen 1

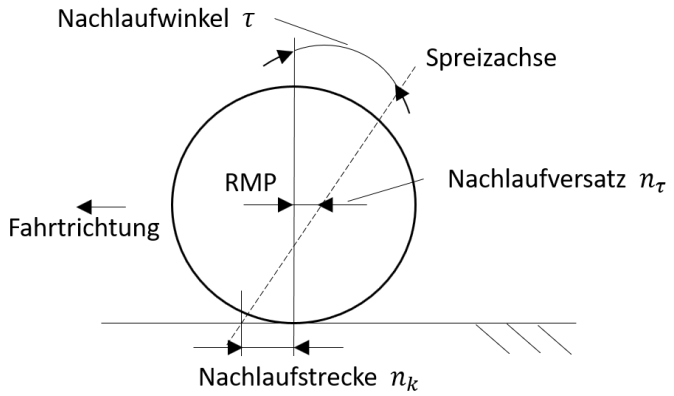

Abbildung 2.3: Achsenkenngrößen 2

direkte Informationen über das Achsverhalten geben. Die momentane Spreizachse ist eine wichtige konstruktive Eigenschaft, die einige abgeleitete achskinematische Kennwerte bestimmt. Ausgehend vom Radaufstandspunkt wird der Durchstoßpunkt der Spreizachse durch die Fahrbahn über den Lenkrollradius τ_s und die Nachlaufstrecke n_k beschrieben. Beide Größen sind entscheidend für die bezüglich der Spreizachse eingeprägten Brems- und Seitenkräfte. Für die im Radmittelpunkt wirkenden Antriebs- und Bremskräfte ist der Stoßradius τ_σ signifikant. Zusammen mit dem Nachlaufversatz n_τ kann der Stoßradius alternativ zur Beschreibung der Spreizachse verwendet werden. Die Orientierung ist über die Spreizung σ und den Nachlaufwinkel τ festgelegt. In Abbildung 2.4 ist die Rollzentrumshöhe h_k veranschaulicht, welche die Wankneigung des Fahrzeugs maßgeblich beeinflusst. Die Gerade durch die Rollzentren an der Vorder- und Hinterachse wird als Rollachse bezeichnet. Um diese Achse wankt das Fahrzeug infolge der auftretenden Radialbeschleunigung bei kleinen Winkeln. Die Wankpole an den Fahrzeugachsen sind nur bei kleinen Wankwinkeln definiert. Anschaulich ergibt sich die Rollzentrumshöhe, wenn die Normalen an die Spurweitenänderungskurve im Radaufstandspunkt mit der Fahrzeugmittelebene geschnitten werden.

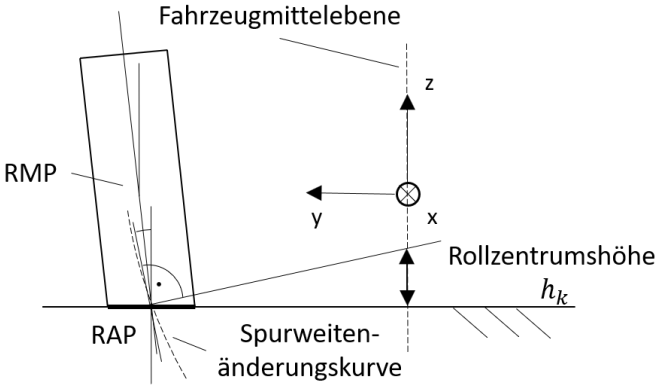

Abbildung 2.4: Rollzentrum

Eine vernünftige Darstellung der konstruktiven und der abgeleiteten Achsenkenngrößen setzt die Analyse und Optimierung des Fahrverhaltens voraus, da sich die lokalen Kriterien des kinematischen und elastokinematischen Achsenverhaltens in Form dieser Kenngrößen veranschaulichen lassen. Explizite lokale Bewertungskriterien bezüglich des Fahrverhaltens werden im Laufe der Validierung des Gesamtfahrzeugmodells im Abschnitt 3.3.1 detailliert vorgestellt.

2.2 Definition der Fahrzeugbewegung

Die Analyse und Optimierung des Fahrverhaltens erfolgen durch die Bewertung der Fahrzeugbewegungen, welche in einem orthogonalen und rechtsdrehenden fahrzeugfesten Koordinatensystem beschreiben werden, siehe Abbildung 2.5. Laut Norm DIN 70000 1994 wird der Koordinatensprung des Systems in den Schwerpunkt des Fahrzeugs gelegt. Die drei rotatorischen Freiheitsgrade werden als „Nicken“ (θ_v), „Wanken“

(φ_v) und „Gieren“ (ψ_v) bezeichnet. In translatorischen Richtungen hat ein Fahrzeug die Freiheitsgrade „Längsbewegung“ (x_v), „Querbewegung“ (y_v) und „Heben“ (z_v). Mit Hilfe dieser sechs Freiheitsgrade wird die Fahrzeugbewegung infolge der Aktion von Fahrer, Fahrzeug und Fahrumgebung beschrieben. Das heißt, die Beurteilung des Fahrverhaltens erfolgt somit durch die Bewertung der Dynamik seiner Freiheitsgrade. Es stehen außerdem viele signifikante Kenngrößen zur Bewertung der Fahrzeugbewegung bzw. des Fahrverhaltens zur Verfügung, deren Erklärung im Lauf der Vorstellung des Einspurmodells stattfindet.

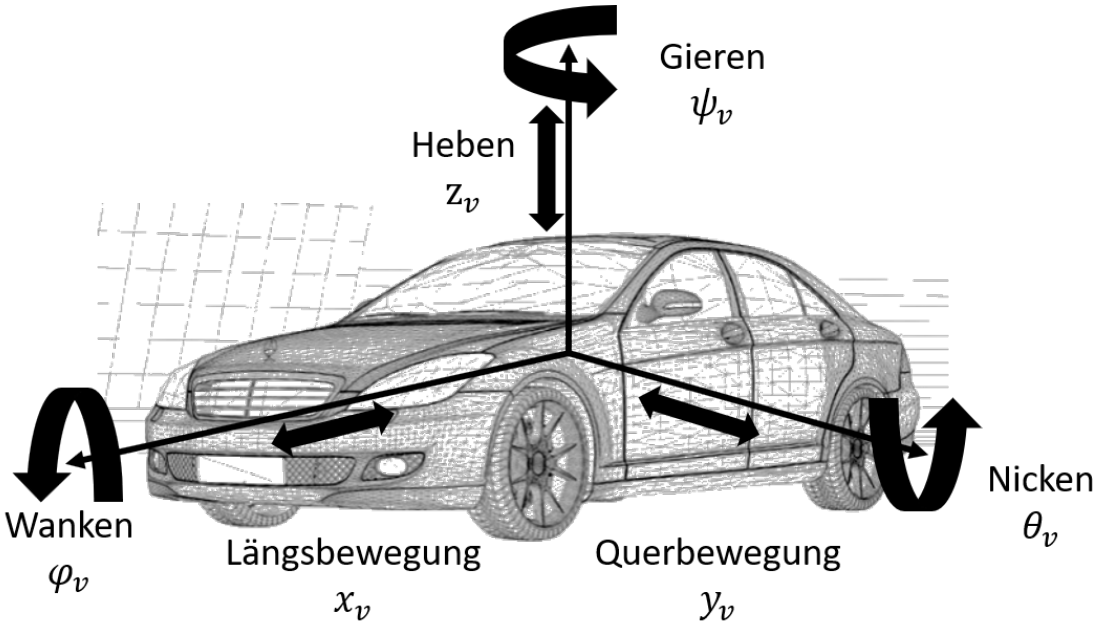

Abbildung 2.5: Körperfestes Koordinatensystem nach DIN 70000

2.3 Fahrzeugmodelle

Wie in der Einleitung bereits erwähnt, gibt es eine große Zahl an Fahrzeugmodellen, die Fahrzustand, Fahrzeugbewegung und Fahrverhalten numerisch abbilden. Sie unterscheiden sich grundsätzlich in den Detaillierungsgraden. Im nachstehenden Abschnitt werden häufig verwandte Modelle eingeführt, nämlich das Einspurmodell und das Mehrkörpermodell, wobei auch die signifikanten Kenngrößen zur Beurteilung des Fahrverhaltens vorgestellt werden.

2.3.1 Einspurmodell

Angesichts der geringen Modellkomplexität findet das Einspurmodell in der Industrie verbreitete Anwendung, um das grundlegende stationäre und instationäre Fahrverhalten zu untersuchen. Im Gegensatz zu Mehrkörpermodellen, welche realitätsnähere Ergebnisse liefern, wird das Grundverständnis der fahrdynamischen Zusammenhänge

vom Einspurmodell abgebildet. Die Modellbildung geht zurück auf Arbeiten von Riekert und Schunk aus dem Jahr 1940 [RS40]. Von dem Zeitpunkt an sind zahlreiche Einspurmodelle mit unterschiedlichen Detaillierungsgraden entstanden. Jedes Einspurmodell besitzt die Freiheitsgrade Gieren und Schwimmen, siehe Abbildung 2.6.

Obwohl ein Einspurmodell auf vielen Annahmen basiert, kann das Fahrverhalten in Fahrzeugquerrichtung durch dies Modell im linearen Bereich für viele Anwendungen mit ausreichender Genauigkeit abgebildet werden. Ab einer Radialbeschleunigung von $4m/s^2$ ist eine sorgfältige Anpassung des Einspurmodells erforderlich. In den praktischen Anwendungsgebieten wie Fahrerwunscherkennung bei Fahrdynamikregelsystemen, Analyse der Fahrzeugstabilität im geschlossen Regelkreis, Plausibilisierung von Versuchs- bzw. Simulationsergebnissen sowie für weitere Entwicklungstätigkeiten bezüglich des Fahrverhaltens auf Gesamtfahrzeugebene findet das Einspurmodell verbreitete Anwendungen. Im Folgenden wird das Prinzip des Einspurmodells anhand der dazugehörigen Kenngrößen und Bewegungsgleichungen erklärt.

Ein Fahrzeug bewegt sich mit der Geschwindigkeit v sowie den Lenkwinkeln δ_v und δ_h in einer Kurve. Das Fahrzeug dreht sich dann mit der Giergeschwindigkeit $\dot{\psi}$ um den Momentanpol M auf einer Kreisfahrt mit einem Radius von R, siehe Abbildung 2.6. Die Giergeschwindigkeit wird als ein charakteristisches Maß zur Bewertung des querdynamischen Fahrverhaltens bezeichnet. In vielen standardisierten Normen und internen Kriterien bei Automobilherstellern ist die Giergeschwindigkeit in vielen Anwendungsfällen die signifikanteste Kenngröße, auf welcher Entscheidungen getroffen werden. Der Winkel zwischen der Richtung der Geschwindigkeit v und der Fahrzeuglängsachse wird Schwimmwinkel β genannt, welcher eine entscheidende Rolle für die Fahrsicherheit und den Fahrspaß ist. Je nach den Bewertungskriterien wird der Schwimmwinkel entweder am Schwerpunkt oder am Mittelpunkt der Hinterachse betrachtet.

Nicht nur beim Einspurmodell, sondern auch in vielen gängigen Reifenmodellen wurde der Winkel zwischen der Radgeschwindigkeit und der Radmittelebene eingeführt und als Schräglaufwinkel α_v bzw. α_h bezeichnet. Er ist von hoher Relevanz für das Fahrverhalten. Aus den Seitenkräften F_{yv}, F_{yh} und den Schräglaufsteifigkeiten c_v, c_h resultieren die Schräglaufwinkel. Die Seitenkräfte sind bei linearem Verhalten proportional zum Schräglaufwinkel, welche nach den Gleichungen

$$F_{yv} = c_v \cdot \alpha_v, \quad F_{yh} = c_h \cdot \alpha_h \tag{2.1}$$

berechnet werden können.

Die Schräglaufwinkel berechnen sich laut den kinematischen Beziehungen des linearem Einspurmodells zu

$$\alpha_v = \beta - \dot{\psi} \cdot \frac{l_v}{v} + \delta_v, \quad \alpha_h = \beta + \dot{\psi} \cdot \frac{l_h}{v} + \delta_h. \tag{2.2}$$

Da Impuls- bzw. Dralländerung den äußeren Kräften bzw. Momenten entsprechen, können seine Bewegungsgleichungen hergeleitet werden. Schließlich werden Differentialgleichungen für die beiden Zustandsgrößen Schwimmwinkel und Giergeschwindigkeit

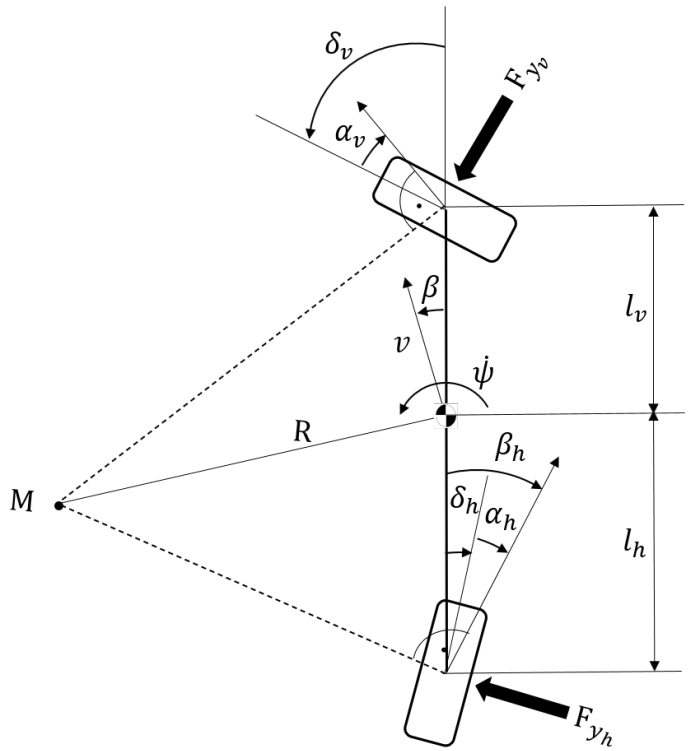

Abbildung 2.6: lineares Einspurmodell

erhalten

$$\dot{\beta} = -\frac{c_v + c_h}{m \cdot v} \cdot \beta + \frac{m \cdot v^2 - (c_h \cdot l_h - c_v \cdot l_v)}{m \cdot v^2} \cdot \dot{\psi} - \frac{c_v}{m \cdot v} \cdot \delta_v - \frac{c_h}{m \cdot v} \cdot \delta_h - \frac{F_w}{m \cdot v} \quad (2.3)$$

$$\ddot{\psi} = -\frac{c_h \cdot l_h - c_v \cdot l_v}{\Theta} \cdot \beta - \frac{(c_h \cdot l_h^2 + c_v \cdot l_v^2)}{\Theta \cdot v} \cdot \dot{\psi} + \frac{c_v \cdot l_v}{\Theta} \cdot \delta_v - \frac{c_h \cdot l_h}{\Theta} \cdot \delta_h + \frac{e}{\Theta} \cdot F_w, \quad (2.4)$$

wobei F_w der Windkraft entspricht [Zom87].

Die obigen Zusammenhänge basieren ausschließlich auf der Annahme einer starren Lenkung und Radaufhängung, deren kinematischer und elastokinematischer Charakter in die Reifeneigenschaften gepackt werden. Unter Berücksichtigung der Kinematik und Elastokinematik von Lenkung und Radaufhängung bewirken die Seitenkräfte an der Vorder- und Hinterachse zusätzliche Lenkeinschläge, welche ebenfalls einen großen Beitrag zum Lenk- und Fahrverhalten leisten. Die Elastizität der Lenkung und der Radaufhängung resultiert aus allen beteiligten Komponenten beider Baugruppen. Dieser elastische Charakter wird zusätzlich auf die Vorder- und Hinterachse des klassischen linearen Einspurmodells zugeschlagen.

Wie oben erwähnt, verfügt das Einspurmodell nicht über den Freiheitsgrad Wanken, welcher in einem Zweispurmodell nachgebildet werden muss. Wird ein Einspurmodell um ein zweites erweitert, kann prinzipiell ein Zweispurmodell erstellt werden. Dabei muss auf die Annahme verzichtet werden, dass der Schwerpunkt nicht auf die Straßenhöhe gesetzt wird. Das heißt, dass die Schwerpunktlage in einem Zweispurmodell

nachgebildet werden muss. Der Freiheitsgrad Wanken hat im Sinne des Fahrverhaltens eine Sekundäreffekte auf die Radaufhängung. Vor allem kann die nichtlineare Reifenkennung einer Achse abgebildet werden. Weiterhin sind die Sturz- und Spurwinkeländerungen infolge von Wanken bzw. Radlaständerungen im Zweispurmodell verfügbar. Der Hauptunterschied zwischen beiden Modellen sind das Wanken und die dadurch resultierenden Wirkungen auf das Fahrverhalten. Allerdings ist die Erweiterung auf das Wanken beschränkt. Höhere Detaillierungsgrade erfolgen durch Modellierung mit Hilfe von Mehrkörpersystemen.

2.3.2 Mehrkörpersimulation

Im Gegensatz zu den einfachen mathematischen Einspurmodellen besteht ein MKM zur Abbildung des Fahrverhaltens aus einer deutlich größeren Anzahl von Elementen, Freiheitsgraden und einer großen Systemmatrix zur Modellierung der Kinematik. Prinzipiell besteht solch ein MKM aus Kraftelementen wie Federn und Dämpfern, massebehafteten Körpern sowie Bindungen. In dieser Arbeit werden diejenigen Baugruppen als Mehrkörpersysteme abgebildet, welche von Interesse für die Optimierung des Fahrverhaltens des City-Cars sind. Dazu gehören die Baugruppen Vorder- und Hinterachse sowie Motoraufhängung, siehe Abbildung 2.7. Die restlichen Fahrzeugkomponenten, z.B. der Antriebsstrang werden aus dem Zweispurmodell FADYS entnommen. Eine detaillierte Beschreibung der Modellentstehung erfolgt in Kapitel 3. Effiziente Algorithmen wurden entwickelt, welche komplexe mechanische Systeme numerisch lösen und die dafür benötigen Bewegungsgleichungen automatisch aufstellen können [S$^+$90]. Zahlreiche benutzerfreundliche Programme, welche die Ingenieure für die Anwendung dieser Algorithmen bei Modellierung, Simulation, grafischer Darstellung der Ergebnisse und Ergebnisauswertung unterstützen, gibt es mittlerweile. Die Analyse eines mechanischen Systems unter Verwendung solcher Programme und Algorithmen wird als MKS bezeichnet [Bes12].

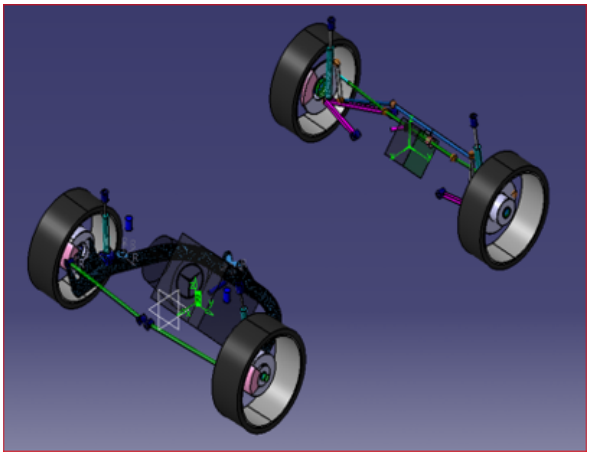

Abbildung 2.7: Gesamtfahrzeugmodell der Mehrkörpersimulation

Ein Mehrkörpersystem von p Körpern $K_i,\ i = 1...p$ kann durch mathematische Modellierung und Beschreibung analysiert werden. Die einzelnen Körper lassen sich virtuell

freischneiden, wobei die eingeprägten Kräfte $\mathbf{f}_i^e$ und Momente $\mathbf{l}_i^e$ sowie die Reaktionskräfte $\mathbf{f}_i^r$ und -momente $\mathbf{l}_i^r$ jeweils angetragen werden. Mit dem Ortsvektor $\mathbf{r}_i$ und dem Trägheitstensor $\mathbf{I}_i$ bezüglich des Schwerpunkts, der Masse m_i sowie dem Vektor, der Winkelgeschwindigkeit ω_i lauten der Impuls- und Drallsatz

$$m_i\ddot{\mathbf{r}}_i = \mathbf{f}_i^e + \mathbf{f}_i^r \text{ [Bes12]}, \tag{2.5}$$

und

$$\mathbf{I}_i\dot{\omega}_i + \tilde{\omega}_i\mathbf{I}_i\omega_i = \mathbf{l}_i^e + \mathbf{l}_i^r \text{ [Bes12]}, \tag{2.6}$$

wobei $\tilde{\omega}_i$ die schiefsymmetrische Matrix zu ω_i ist, welche das Kreuzprodukt vermittelt [Bes12].

Unter den verschiedenen Möglichkeiten zur Aufstellung der Bewegungsgleichungen sind zwei Ansätze zu nennen. Beim ersten Ansatz werden die Bewegungen in kartesischen Koordinaten beschrieben, nämlich mit jeweils drei Raum- und drei Winkelkoordinaten. Generell können die Bewegungsgleichungen einfach aufgestellt werden. Allerdings sind für die Simulation des Systems zusätzliche Zwangsbedingungen durch Lager und Gelenke zwischen den Beschreibungsgrößen zu berücksichtigen [Hau89]. Ein anderer Ansatz ist die Verwendung von verallgemeinerten Koordinaten, wobei das System nur mit dem minimalen Satz von notwendigen Koordinaten eindeutig beschrieben wird. Ein Mehrkörpersystem entspricht einem System aus gewöhnlichen Differentialgleichungen, für dessen Simulation sich effiziente Integrationsverfahren verwenden lassen [Bes12]. Im folgenden Abschnitt wird ein kleiner Einblick in diese Systematik gegeben.

Nach dem d'Alembertsche Prinzip lassen sich die Reaktionskräfte $\mathbf{f}_i^r$ und -momente $\mathbf{l}_i^r$ der Bindungen in den Newton-Eulerschen Gleichungen 2.5 und 2.6 eliminieren. Werden die möglichen Bewegungen durch infinitesimale virtuelle Verschiebungen $\delta\mathbf{r_i} \neq \mathbf{0}$ und Verdrehungen $\delta\mathbf{s_i} \neq \mathbf{0}$ beschrieben, welche mit den Bindungen verträglich sind, lassen sich die virtuelle Arbeit der durch ideale Bindungen entstehenden Reaktionskräfte eliminieren [Bes12], nämlich

$$\delta W^r = \sum_{i=1}^{p} \left(\mathbf{f}_i^{rT}\delta\mathbf{r}_i + \mathbf{l}_i^{rT}\delta\mathbf{s}_i \right) = 0 \text{ [Bes12]}. \tag{2.7}$$

Die virtuelle Arbeit der Reaktionskräfte und -momente ist null. Werden die Gleichungen 2.5 und 2.6 in diese Beziehungen eingesetzt, werden die Bewegungsgleichungen für holonome Mehrkörpersysteme in Variationsform

$$\sum_{i=1}^{p} \left[\delta\mathbf{r}_i^T(m_i\ddot{\mathbf{r}}_i - \mathbf{f}_i^e) + \delta\mathbf{s}_i^T(\mathbf{I}_i\dot{\omega}_i + \tilde{\omega}_i\mathbf{I}_i\omega_i - \mathbf{l}_i^e) \right] = 0 \text{ [Bes12]} \tag{2.8}$$

erhalten.

Für nichtholonome Bindungen wird statt 2.7 das Jourdainsche Prinzip verwendet, bei dem statt der Lage- die Geschwindigkeitsgrößen variiert werden.

Damit das System analysiert werden kann, müssen die Terme $\delta\mathbf{r_i}^T$ und $\delta\mathbf{s_i}^T$ in den Bewegungsgleichungen 2.8 eliminiert werden. Die voreinander unabhängigen Koordinaten

$\mathbf{y} \in \mathbb{R}^{\mathbf{f}}$ ermöglichen, alle f Freiheitsgrade eines holonomen Mehrkörpersystems mit Baumstruktur als voneinander unabhängige Teilbewegungen beschreiben zu können. Die Lage und Orientierung aller Körper müssen durch diese Koordinaten eindeutig festgelegt werden, wobei die Orientierung durch die Drehmatrizen $\mathbf{S}_i$

$$\mathbf{r}_i = \mathbf{r}_i(t, \mathbf{y}), \qquad \mathbf{S}_i = \mathbf{S}_i(t, \mathbf{y}) \text{ [Bes12]} \tag{2.9}$$

definiert wird.

Die virtuellen Verschiebungen $\delta\mathbf{r}_i = \mathbf{J}_{Ti}\delta_{\mathbf{y}}$ und Verdrehungen $\delta\mathbf{s}_i = \mathbf{J}_{Ri}\delta_{\mathbf{y}}$ werden über die Jacobimatrizen der Translation $\mathbf{J}_{Ti}$ und der Rotation $\mathbf{J}_{Ri}$ erhalten. Aus Gleichung 2.8 ergibt sich dann

$$\delta\mathbf{y}^T \sum_{i=1}^{p} [\mathbf{J}_{Ti}^T(m_i\ddot{\mathbf{r}}_i - \mathbf{f}_i^e) + \mathbf{J}_{Ri}^T(\mathbf{I}_i\dot{\omega}_i + \tilde{\omega}_i\mathbf{I}_i\omega_i - \mathbf{l}_i^e)] = 0 \text{ [Bes12]}. \tag{2.10}$$

Aufgrund der Unabhängigkeit der virtuellen Verschiebungen $\delta_{\mathbf{y}}$ der generalisierten Koordinaten werden die Bewegungsgleichungen für holonome Mehrkörpersysteme als

$$\sum_{i=1}^{p} [\mathbf{J}_{Ti}^T m_i\ddot{\mathbf{r}}_i + \mathbf{J}_{Ri}^T(\mathbf{I}_i\dot{\omega}_i + \tilde{\omega}_i\mathbf{I}_i\omega_i)] = \sum_{i=1}^{p} (\mathbf{J}_{Ti}^T\mathbf{f}_i^e + \mathbf{J}_{Ri}^T\mathbf{l}_i^e) \text{ [Bes12]} \tag{2.11}$$

erhalten. Nach Einarbeitung der nichtlinearen Kinematikbeziehungen 2.9 ergeben sich dann die Bewegungsgleichungen in Form von nichtlinearen gewöhnlichen Differentialgleichungen 2. Ordnung

$$\mathbf{M}(t, \mathbf{y})\ddot{\mathbf{y}} + \mathbf{k}(t, \mathbf{y}, \dot{\mathbf{y}}) = \mathbf{q}(t, \mathbf{y}, \dot{\mathbf{y}}) \text{ [Bes12]}, \tag{2.12}$$

„mit der $f \times f$-Massenmatrix $\mathbf{M}$, dem $f \times 1$-Vektor der verallgemeinerten Zentrifugal-, Kreisel- und Corioliskräfte und -momente $\mathbf{k}$ und dem $f \times 1$-Vektor der verallgemeinerten eingeprägten Kräfte und Momente $\mathbf{q}$ [Bes12].“

„Anschließend lässt sich das System in die Zustandsform transformieren und mit Hilfe von numerischen Integrationsverfahren lösen [Bes12].“ „Holonome Systeme mit kinematischen Schleifen können dann durch ein differential-algebraisches Gleichungssystem mit differentiellen Kinematik- und Kinetikgleichungen sowie zusätzlichen algebraischen Schleifenschließgleichungen beschrieben werden [Bes12].“ Für die dazugehörigen numerischen Lösungsverfahren holonomer Systeme mit kinematischen Schleifen in Minimalkoordinaten wird auf [Bes12] verwiesen.

2.4 Bewertungskriterien des Fahrverhaltens

Das Fahrverhalten eines Fahrzeugs lässt sich durch diverse Manöver ermitteln und mithilfe von Kenngrößen beurteilen. Im Prinzip können die Manöver in stationäre und instationäre unterteilt werden. In diesem Abschnitt werden einige der wichtigsten Manöver und deren Bedeutung vorgestellt. Weitere Begriffe werden zur Formulierung der Bewertungskriterien in Kapitel 4 für das City-Car eingeführt.

2.4.1 Stationäres Fahrverhalten

Das stationäre Fahrverhalten gibt bereits wichtige Auskunft über die dynamischen Eigenschaften von Fahrzeugen. Vernünftige stationäre Kennwerte sind bei PKWs eine notwendige Voraussetzung für gute instationäre Eigenschaften. Im Verkehrsgeschehen liegen häufig Bedingungen vor, in denen sich die relevanten Größen so langsam ändern, dass stationäres Verhalten annähernd vorliegt. Dieser Fall wird als quasistationäres Fahrverhalten bezeichnet.

Sinuslenken

Beim Manöver Sinuslenken (engl. Weave Test) ist die Gierverstärkung die interessierende Kenngröße, welche durch das Verhältnis zwischen Giergeschwindigkeit und Lenkradwinkel definiert wird. Sie steht in engem Zusammenhang zur subjektiv empfundenen Queragilität. Für die maximale Gierverstärkung gibt es Zielbereiche, mit denen mehr sportlich oder komfortabel ausgelegte Fahrzeuge differenziert werden. Bei PKW liegt der am häufigsten anzutreffende Bereich zwischen $0,20\ 1/s$ und $0,35\ 1/s$, der bei Geschwindigkeiten zwischen etwa 70 km/h und 110 km/h erreicht wird.

Nach dem linearen Einspurmodell im Abschnitt 2.3.1 kann die Giergeschwindigkeit für quasi-stationäres Verhalten ($\dot{\beta} \approx 0$, $\ddot{\psi} \approx 0$) auf folgende Gleichung gebracht werden

$$\dot{\psi} = \frac{v}{L + v^2 \cdot EG} \left\{ (\delta_v - \delta_h) + \left[\frac{EG}{m} + \frac{(c_v + c_h) \cdot e}{c_v c_h L} \right] \cdot F_w \right\}, \tag{2.13}$$

wobei $L = l_v + l_h$ dem Radstand entspricht. In der Gleichung 2.13 wird der Begriff Eigenlenkgradient (**EG**) eingeführt. Aus den Fahrzeugparametern des linearem Einspurmodells berechnet sich der EG wie folgendes

$$EG = \frac{m \cdot (c_h \cdot l_h - c_v \cdot l_v)}{c_v \cdot c_h \cdot L}. \tag{2.14}$$

Entsprechend dem Vorzeichen des EG werden die Fahrzeuge in drei Kategorien unterteilt

EG > 0	Untersteuernd
EG $= 0$	Neutralsteuernd
EG < 0	Übersteuernd.

Alle heutigen PKWs sind im linearen Bereich untersteuernd ausgelegt. Die Gierverstärkung hat in diesem Fall ein Maximum, welches bei der charakteristischen Geschwindigkeit

$$v_{ch} = \sqrt{\frac{L}{EG}} \tag{2.15}$$

auftritt.

Der Abfall der Gierverstärkung bei höheren Geschwindigkeiten ist im Interesse einer geringen Lenkempfindlichkeit bei hohen Geschwindigkeit größer als v_{ch} erwünscht. Die Größe EG/L ist auch als Stabilitätsfaktor bekannt.

Die maximale Gierverstärkung bezogen auf den effektiven Lenkwinkel hat den Wert

$$\left.\frac{\dot{\psi}}{\delta_v - \delta_h}\right|_{max} = \frac{1}{2 \cdot \sqrt{L \cdot EG}}. \tag{2.16}$$

Hiermit muss betont werden, dass bisher offen gelassen wurde, ob das Fahrzeug an der Vorderachse (VA), der HA oder an beiden Achsen gelenkt wird. Für den Fahrer ist jedoch ausschließlich die Giergeschwindigkeit bezogen auf den Lenkradeinschlag relevant. In Gleichung 2.16 ist hier lediglich der Zusammenhang zwischen Lenkradwinkel und Radeinschlag einzusetzen:

$$\delta_v = \delta_{VO}/ig_v \qquad und \qquad \delta_h = \delta_{HI}/ig_h \tag{2.17}$$

wobei die Vorder- und Hinterachse gelenkt werden können. Die maximale Gierverstärkung bezogen auf den Lenkradwinkel beträgt somit

$$\left.\frac{\dot{\psi}}{\delta_H}\right|_{max} = \left[\frac{1}{ig_v} - \frac{1}{ig_h}\right] \cdot \frac{1}{2 \cdot \sqrt{L \cdot EG}} = \frac{1}{ig} \cdot \frac{1}{2 \cdot \sqrt{L \cdot EG}}. \tag{2.18}$$

Stationäre Kreisfahrt

Zur Beurteilung des querdynamischen Fahrverhaltens vom Linear- bis in den Grenzbereich hat sich die stationäre Kreisfahrt etabliert. Im Fahrversuch werden die klassischen Kenngrößen wie Eigenlenkgradient (**EG**), Schwimmwinkelgradient (**SG**), Wankwindelgradient (**WG**), maximale Radialbeschleunigung und das Verhalten im Grenzbereich erfasst. Überwiegend wird das Fahrzeug auf einem konstanten Kreisradius oder mit einer konstanten Geschwindigkeit gefahren.

Der Begriff EG umfasst die nicht vom Fahrer abhängigen Lenkeigenschaften des Fahrzeugs. Kinematik und Elastokinematik der Radaufhängung, Lenkung und Reifen spielen an dieser Stelle eine wichtige Rolle. Das Fahrzeug wird zunächst bei der niedrigsten Fahrgeschwindigkeit mit konstantem Lenkeinschlag und konstanter Fahrpedalstellung auf dem vorgegebenen Kreisradius gehalten. Anschließend erfolgt eine kontinuierliche Erhöhung der Fahrgeschwindigkeit und Anpassung des Lenkeinschlags, so dass für die jeweils nachfolgenden stationären Zustand eine weniger als 0.5 m/s^2 höhere Radialbeschleunigung resultiert. Das Manöver wird solange fortgesetzt, bis keine stationären Fahrzustände mehr erreicht werden können.

Beim linearen Einspurmodell ist mit den charakteristischen Größen EG, SG, Gesamtlenkübersetzung und Radstand das stationäre Verhalten vollständig beschrieben. Es wird später gezeigt, dass es zwischen dem stationären und dem instationären Verhalten enge Zusammenhänge gibt. Störungen werden zunächst nicht betrachtet.

Mit $\dot{\psi} = v/R$ und $a_y = v^2/R$ lässt sich die Gleichung 2.13 nach $\delta_v - \delta_h$

$$\delta_v - \delta_h = \frac{L}{R} + EG \cdot a_y. \tag{2.19}$$

auflösen.

Die Differenz der Lenkwinkel an der VA und der HA setzt sich aus einem Anteil, welcher nur vom Radstand und dem Bahnradius abhängt (*Ackermannwinkel* $\delta_A = L/R$) und einem Anteil, der proportional zur Radialbeschleunigung ist, zusammen. Gleichung 2.2 kann ebenfalls nach $\delta_v - \delta_h$ aufgelöst werden. Wird die Gleichung mit der 2.19 verglichen, so zeigt sich, dass der letztere Term der Schräglaufwinkeldifferenz zwischen VA und HA entspricht

$EG \cdot a_y = \alpha_v - \alpha_h.$

Eine frühe Interpretation des EG beruhte tatsächlich auf der Schräglaufwinkeldifferenz zwischen VA und HA bei steigender Radialbeschleunigung.

$\alpha_v - \alpha_h > 0 => EG > 0:$ Untersteuern
$\alpha_v - \alpha_h = 0 => EG = 0:$ Neutralsteuern
$\alpha_v - \alpha_h < 0 => EG < 0:$ Übersteuern

Heute ist die Definition nach DIN 70000 gebräuchlich. Hier wird argumentiert, dass der Fahrer nur die Änderung des Lenkradwinkels im Verhältnis zur Änderung der Radialbeschleunigung bewerten kann. Im Allgemeinen auch bei nichtlinearem Verhalten wird die Gleichung 2.19 interpretiert als

$$EG = \frac{1}{ig} \cdot \frac{\partial \delta_H}{\partial a_y} - \frac{\partial \delta_A}{\partial a_y}. \tag{2.20}$$

Der Eigenlenkgradient wird somit definiert als Gradient der Größe Lenkradwinkel minus Ackermannwinkel bezüglich der Radialbeschleunigung, siehe Abbildung 2.8. Der Schnittpunkt mit der Ordinate ist durch die Gesamtlenkübersetzung ig und den Ackermannwinkel $\arctan(L/R)$ zu ermitteln. Im Vergleich hierzu sind die Kurvensteigung und die maximale erreichbare Radialbeschleunigung nicht ausschließlich durch geometrische Größen bestimmt. Sie werden von Fahrzeugparametern wie der Beladung, der Schwerpunktlage und den Elastizitäten der Radaufhängung somit den Reifeneigenschaften beeinflusst. Ein Anstieg der Kurve über der Radialbeschleunigung deutet auf ein untersteuerndes Fahrverhalten hin.

Üblicherweise wird der EG im linearen Bereichen bewertet, wobei die Radialbeschleunigung a_y zwischen 1 und 4 m/s^2 liegt. Der Mittelwert des lokalen EG in diesen Bereichen wird als die endgültige Bewertung des EG in der Simulation oder im Fahrversuch angesehen. In ähnlicher Weise wird der SG verwendet, siehe Abbildung 2.9. Hiermit wird der Schwimmwinkel statt im Schwerpunkt an der HA verwendet.

Im Fall einer stationären Kreisfahrt auf einen konstanten Radius ist der Ackermannwinkel konstant. Der EG ist dann sehr anschaulich die Steigung des Lenkwinkels

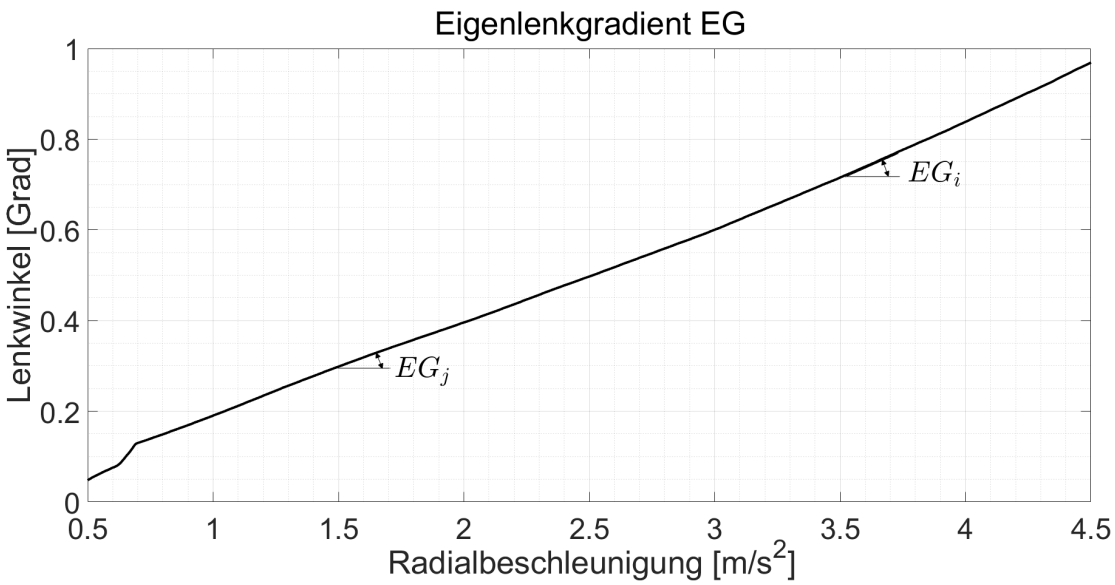

Abbildung 2.8: EG der stationären Kreisfahrt

über der Radialbeschleunigung. Bei Fahrzeugen mit geschwindigkeitsabhängiger HA-Lenkung muss zur Bestimmung des EG der hintere Radlenkwinkel δ_h als Funktion des Lenkradwinkels und der Fahrgeschwindigkeit eingesetzt werden.

Die Fahrzeugbeherrschung insbesondere bei hohen Fahrgeschwindigkeiten wird erleichtert, wenn die Schwimmwinkel klein sind. In zahlreichen Untersuchungen wurde der SG als Kenngröße etabliert, die eine hohe Korrelation mit dem Subjektivurteil bei dynamischen Manövern aufweist.

Zunächst wird der Schwimmwinkel an der HA berechnet, der als Winkel zwischen der Fahrzeuglängsachse und dem Geschwindigkeitsvektor an dieser Stelle definiert ist.

$$\beta_h = \alpha_h - \delta_h = \frac{F_{yh}}{c_h} - \delta_h = \frac{m_h}{c_h} \cdot a_y - \delta_h \tag{2.21}$$

Dabei sind $m_v = m \cdot \frac{l_v}{L}$ und $m_h = m \cdot \frac{l_h}{L}$ jeweils die Achslast der VA und HA.

Mit Gleichung 2.19 und dem Zusammenhang zwischen Lenkradwinkel und HA-Einschalg ergibt sich für den HA-Einschlag:

$$\delta_h = \frac{ig}{ig_h} \cdot \left[\frac{L}{R} + EG \cdot a_y\right]. \tag{2.22}$$

Im Fall eines nur an der VA gelenkten Fahrzeugs ($ig = ig_v$, $1/ig_h = 0$) ist der SG umgekehrt proportional zur Schräglaufsteifigkeit an der HA. Änderungen der Kinematik oder Elastokinematik an der VA haben daher keinen Einfluss auf den SG.

Für eine Ermittlung des SG in der Simulation oder im Fahrversuch sind die Berechnungsformeln nicht geeignet, da die Schräglaufsteifigkeiten unbekannt sind. Analog zur Definition des EG muss daher eine „Messvorschrift“ etabliert werden, die sich an

der Änderung des Schwimmwinkels über der Radialbeschleunigung orientiert, ohne geometrische Effekte (Änderung des Ackermannwinkels) zu beinhalten.

Ausgehend von der Definitionsgleichung 2.21 wird

$$SG = \frac{\partial \beta_h}{\partial a_y} \tag{2.23}$$

erhalten.

Im Falle einer Kreisfahrt mit konstanter Geschwindigkeit ist der SG um den Anteil des HA-Einschlags zu korrigieren, der auf die Änderung des Ackermannwinkels zurückgeht.

Für den im PKW-Bereich wichtigsten Fall von VA-gelenkten Fahrzeugen, ist der SG somit unabhängig vom Test (stationäre Kreisfahrt auf konstanten Radius, stationäre Kreisfahrt mit konstanter Geschwindigkeit) als Steigung des Schwimmwinkels an der HA in Abhängigkeit der Radialbeschleunigung definiert, siehe Abbildung 2.9.

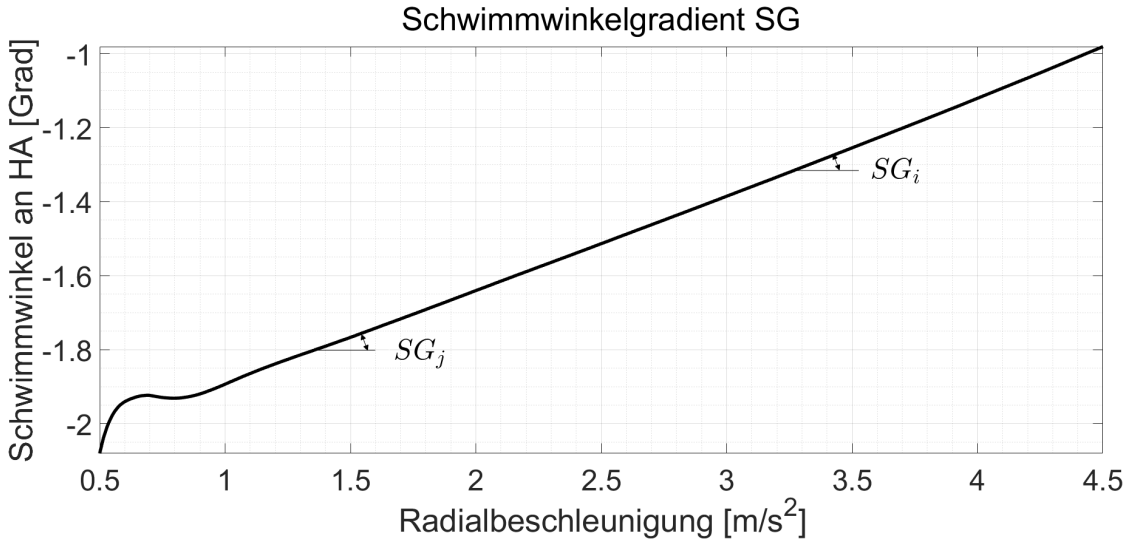

Abbildung 2.9: SG der stationären Kreisfahrt

2.4.2 Instationäres Fahrverhalten

Zur Beurteilung des dynamischen Verhaltens wird die Antwort des Fahrzeugs auf bestimmte Testsignale betrachtet. Im nachstehenden Abschnitt werden zwei für das City-Car relevante Manöver und deren Kenngrößen genauer vorgestellt.

Lenkwinkelsprung

Zur Beurteilung der instationären Querdynamik ist die Fahrzeugreaktion auf einen Sprung des Lenkradwinkels von großem Interesse. Dieses Manöver wird oft als LWS oder Sprungantwort bezeichnet. Beim LWS wird während einer Geradeausfahrt des Fahrzeugs das Lenkrad mit möglichst hoher Geschwindigkeit eingeschlagen, so dass das Fahrzeug in eine Kreisfahrt übergeht. Die Fahrgeschwindigkeit, die Einschlaggeschwindigkeit des Lenkrads sowie die Radialbeschleunigung während der stationären Kreisfahrt sind in zahlreichen Literaturquellen unterschiedlich angegeben. Eine häufig durchgeführte Manövervariante ist beispielsweise: Fahrgeschwindigkeit $v = 80\ km/h$ und Radialbeschleunigung $a_y = 4\ m/s^2$.

Mithilfe der Laplace-Transformation und anschließender Rücktransformation in den Zeitbereich lassen sich die interessierenden Größen in allgemeiner Form darstellen. Dies Verfahren eignet sich ideal unter Verwendung des linearen Einspurmodells zur theoretischen Analyse des Fahrverhaltens. In der Praxis werden die Messgrößen der zeitlichen Verläufe von Radialbeschleunigung und Giergeschwindigkeit ausgewertet. Darüber hinaus können weitere Größen wie zum Beispiel der Schwimmwinkel und der Wankwinkel mitberücksichtigt werden.

Der verzögerte Aufbau der Reifen-Seitenführungskräfte hat eine Zeitverzögerung der Fahrzeugreaktion zur Folge. Als Beispiel ist der typische Verlauf der Giergeschwindigkeit in Abbildung 2.11 dargestellt. Sämtliche Reaktionszeiten werden auf einen zeitlichen Referenzpunkt t_{Ref} bei 50% des maximalen Lenkeinschlagwinkels bezogen, um den Einfluss unterschiedlicher Lenkraddrehgeschwindigkeiten möglichst gering halten zu können. Die Auswertung der Messschriebe liefert die Reaktionszeit bin zum Erreichen des Maximalwerts (Peak Response Time $T_{\dot{\psi}max}$). Zudem lässt sich die auf den Endwert bezogene Überschwingweite $U_{\dot{\psi}}$ sowie der stationäre Verstärkungsfaktor ($\dot{\psi}/\delta_H$) bestimmen. Neben diesen Größen befindet sich in der Literatur noch eine weitere Kenngröße, der sogenannte TB-Wert, $TB = T_{\dot{\psi}max} \cdot \beta_{stat}$.

Auf der Grundlage der in diesem Abschnitt eingeführten Bewertungsgrößen können einige wichtige Anforderungen an das Fahrverhalten formuliert werden. Allerdings liegt eine der Hauptschwierigkeiten bei der Bewertung darin, dass die Bewertungsergebnisse in der Summe zwar zu einem Gesamtbild verknüpft werden können, der Beitrag der einzelnen Manöver aber nur sehr unscharf erfasst ist. Im Fahrversuch werden demzufolge sehr viele Manöver gefahren, deren Informationsgehalt sich zum Teil überschneidet. Vor diesem Hintergrund wird deutlich, dass die bisher vorgestellten Bewertungskriterien lediglich einen repräsentativen Ausschnitt aus der Menge relevanter fahrdynamischer Kriterien darstellen und keinen Anspruch auf Vollständigkeit haben können. Sie sind jedoch geeignet, um die im Rahmen der Arbeit entwickelten Optimierungsmethoden darstellen und validieren zu können.

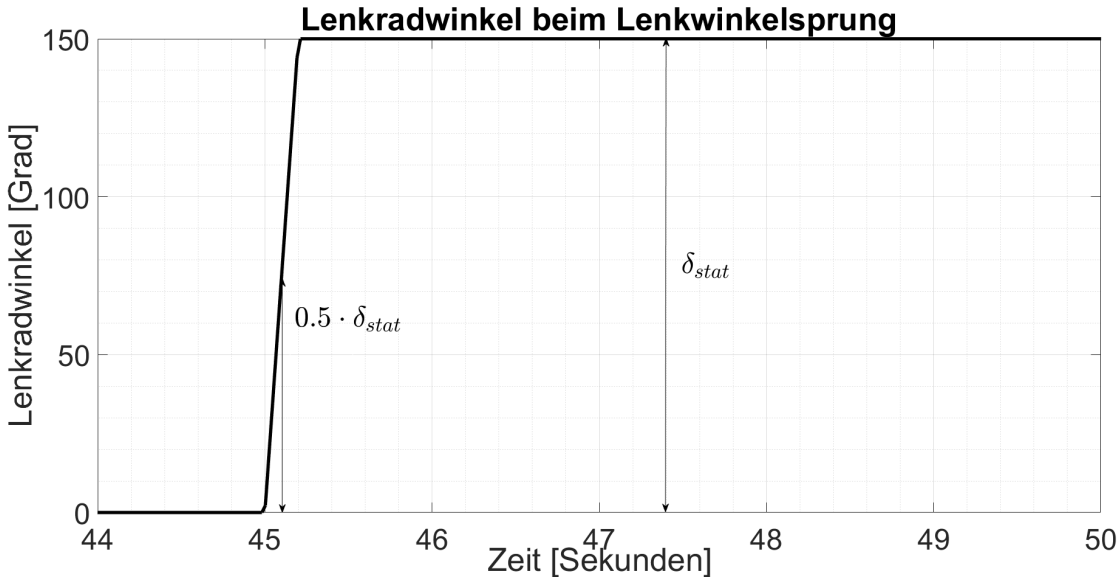

Abbildung 2.10: Lenkradwinkel des Lenkwinkelsprungs

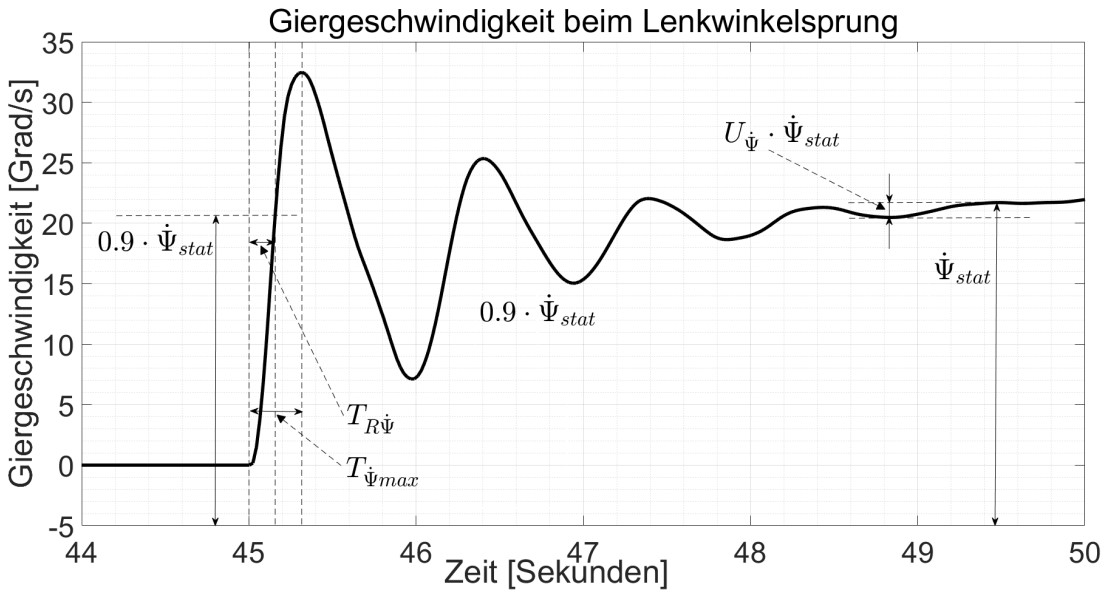

Abbildung 2.11: Giergeschwindigkeit des Lenkwinkelsprungs

Geradeausbremsen

Moderne Fahrzeuge zeichnen sich durch niedrige Luftwiderstände bzw. c_w-Werte und hohe Motorleistungen aus, sodass Geschwindigkeiten um 200 km/h auch im Segment Kleinstwagen nicht außergewöhnlich sind. Der Fahrer geht davon aus, dass das Geradeausfahren bei hohen Geschwindigkeiten und insbesondere das Bremsen zum Stillstand möglichst problemlos ist. Dies Szenario wird von vielen Automobilherstellern Geradeausbremsen und in dieser Arbeit als Bremskomfort (BK) (engl. braking comfort) bezeichnet.

Beim Bremsen aus Geradeausfahrt mit festgehaltenem Lenkrad soll im Idealfall keine Gierreaktion auftreten. Voraussetzung hierfür ist die Stabilität des Fahrzeugs beim Bremsvorgang. In Fahrzeugmodellen wird das Bremssystem unter Berücksichtigung der Bremsdruckvorgabe (der absolute Wert, Aufbauart der Bremsdrücke und Reibwerte am Bremsbelägen) abgebildet. In hohen Detaillierungsgraden werden gegebenenfalls die Bremsschläuche und deren Einfluss auf den Druckaufbau in der Radbremse modelliert.

Die Abbildung dieses Bremsvorgangs basiert auf realen Fahrsituationen, welche von Versuchsingenieuren und durch Kundenfeedback entwickelt wurden. Wesentlich für die Nachbildung realer Fahrsituationen sind äußere Störungen, die große Anforderungen an die Stabilität des Fahrzeugs beim Geradeausbremsen stellen. Repräsentativ sind Windrichtung- und geschwindigkeit, Querneigung der Fahrbahn sowie unterschiedliche Straßenreibwerte der beiden Fahrspuren.

Während des Bremsvorgangs wird das Lenkrad vom Fahrer in Geradeaus-Stellung ohne Nachführung gehalten, wenn das Fahrzeug aus mittlerer oder hoher Fahrgeschwindigkeit gebremst wird. Der Fahrer betätigt das Bremspedal in unterschiedlicher Geschwindigkeit und Stärke so, dass Längsverzögerungen oberhalb von 4 m/s^2 auftreten. Je nach Größe der Äußeren Störung können dabei Radialbeschleunigungen und Gierbeschleunigungen auftreten. Die vom Fahrer noch akzeptierten Giergeschwindigkeiten hängen stark von der Fahrgeschwindigkeit ab. Je größer die Fahrgeschwindigkeit, umso geringer ist die akzeptierte Giergeschwindigkeit des Fahrzeugs beim Bremsen. Zusätzlich zur Giergeschwindigkeit bzw. Gierbeschleunigung fließen der Querversatz des Fahrzeugs beim Bremsen und die Giergeschwindigkeit die Bewertungskriterien ein.

Die vorliegenden lokalen Achsenkenngrößen und für das globale Fahrverhalten relevanten Kenngrößen liegen der Entwicklung der Bewertungskriterien zur Optimierung des Fahrverhaltens für das City-Car zugrunde. Bevor diese Kenntnisse eingesetzt werden, wird statt des klassischen Zweispurmodells ein angemessenes problemspezifisches Gesamtfahrzeugmodell im kommenden Kapitel aufgestellt.

3 Gesamtfahrzeugmodell zur Optimierung des Fahrverhaltens

Eines der Ziele dieser vorliegenden Arbeit liegt darin, das Fahrverhalten des City-Cars komponentenweise unter Berücksichtigung relevanter Baugruppen zu optimieren. Allein unter Verwendung eines klassischen mathematischen Ein- oder Zweispurmodells lässt sich dieses Ziel nicht erfüllen. Da die Bewegung des Antriebsmotors an der Hinterachse auf das Bremsverhalten untersucht werden sollte, wurde ein MKM-Modellansatz gewählt. Im Gegensatz dazu benötigt ein vollständiges MKM mit deutlich größer Anzahl an Freiheitsgraden erheblich größere Rechenzeiten und Hardwareressourcen. Aus diesem Anlass wird im Laufe dieses Kapitels ein angemessenes Gesamtfahrzeugmodell des City-Cars erstellt und validiert, welches problemspezifisch eine vernünftige Balance zwischen Modellkomplexität, Rechenzeiten und Genauigkeit darstellt. Dieses neue Modell muss sowohl für die Simulation von Fahrwerkeigenschaften, FKE, als auch des Fahrverhaltens ertüchtigt werden. Dazu muss dieses Modell anhand von Komponenten- und Gesamtfahrzeugmessungen parametriert und validiert werden.

3.1 Gesamtfahrzeugmodell

In der industriellen Anwendung werden in den meisten Anwendungen Ein- und Zweispurmodelle für das Gebiet der Fahrdynamik eingesetzt, da diese Modelle große Vorteile bezüglich Rechenzeiten und Bedatungsaufwand gegenüber MKM haben. Außerdem liefern solche Modelle aussagekräftige und ausreichend genaue Ergebnisse. Deswegen finden diese Modelle zur Analyse des Gesamtfahrzeugverhaltens besonderes in der Serienentwicklung verbreitete Anwendung. Zur Analyse detaillierter Bauteilbewegungen in der Achse oder im Antriebsstrang können Zweispurmodelle an Grenzen stoßen, die bei MKM nicht bestehen. Hingegen kommen Mehrkörpersysteme zur Untersuchung des Fahrwerks in der Automobilindustrie beispielsweise im Gebiet Fahrkomfort und Betriebsfestigkeit zum Einsatz. Dabei liegt das Interesse auf der Auswirkung einzelner Komponenten bis in den Mittelfrequenzbereich. In seltenen Fällen wird ein vollständiges MKM für das Fahrverhalten im Frequenzbereich bis 4 Hz verwendet, da es eine aufwändige Wartungsarbeit und Modellierung erfordert.

In dieser Arbeit wird ein angemessenes Gesamtfahrzeugmodell anhand der verfügbaren Ressourcen im Haus Daimler aufgestellt, welches die Vorteile eines mathematischen Modells mit denen eines MKM verbindet. Die Modellaufstellung erfolgt dadurch, die relevanten Komponenten aus bereits verfügbaren Modellen im Haus Daimler in ein

neues Gesamtfahrzeugmodell zu vereinigen. Die dazugehörigen MKM Komponenten werden im Programm VL aufgebaut. Mathematische Fahrzeugkomponenten-Modelle stammen aus dem Zweispurmodell FADYS, das in der PKW-Entwicklung bei Daimler als Standardtool für die digitale Entwicklung von Fahrdynamik und Fahrsicherheit eingesetzt wird.

3.1.1 Mehrkörpermodell

In der Vor- und Serienentwicklung im Haus Daimler stehen Mehrkörpermodelle für die Simulationen von Fahrkomfort und Betriebsfestigkeit zur Verfügung. Je nach Fragestellung erfolgt die Modellbildung mit unterschiedlichen Detaillierungsgraden im Programm VL von Siemens/LMS [Sie]. Die entsprechende Simulation wird entweder lokal auf einer Windows-Umgebung durchgeführt oder auf Linux Applikations-Servern.

In dieser Arbeit wird ein MKM des City-Cars für Fahrkomfort als Basis verwendet. In den für den Fahrkomfort relevanten Anwendungsfällen werden die Schwingungsphänomene an unterschiedlichen Stellen des Fahrzeugs infolge von Anregungsfrequenzen bis zu 50 Hz betrachtet, wobei das Fahrzeugmodell aus konstanter niedriger Geschwindigkeit geradeaus geführt wird. Dieses Modell wurde bis auf die topologischen Unterschiede zwischen einem MKM und einem Zweispurmodell in der Bedatung bzw. Parametrierung so weit wie möglich mit dem Fahrdynamikmodell des City-Cars in FADYS gleichgestellt. Bezüglich Fahrkomfort und Fahrverhalten bei Frequenzen unter 4 Hz unterscheiden sich die Modelle im Detaillierungsgrad. Außerdem lassen sich viele Daten beider Modelle in der Serienentwicklung leicht ineinander überführen. Weiterhin laufen beide Simulationen auf gemeinsamen Linux-Maschinen. Somit wird es erleichtert, die beiden Modelle in einem neuen Modell zu vereinigen.

Das MKM für Fahrkomfort beinhaltet Fahrwerkstreben, Achsen, Gelenke, elastische oder hydraulische Lagerungen, Federn, Dämpfer, Motoraufhängungen usw. in Form von Mehrkörpersystem. Die Zylinder, die Kurbelwellen des Motors und die Zahnräder sowie Schaltmechanismen des Getriebes wurden als Kennlinien bzw. Kennfelder abgebildet. Der Antriebsstrang ist auch nicht als Mehrkörpersystem vorgesehen. Die Karosserie wird für die hier beschriebenen Untersuchungen in beiden Modellen als starr angenommen.

Damit das Ziel der vorliegenden Arbeit, die Optimierung des Fahrverhaltens, komponentenweise realisiert werden kann, werden die Baugruppen Vorder- und Hinterachse mit allen relevanten Komponenten, Motoraufhängung sowie Karosserie aus dem Fahrkomfort-MKM entnommen. Eine Besonderheit des Modells liegt aber in der De-Dion Hinterachse, deren u-förmiges Achsrohr im Vergleich zu den üblichen Achslenkern eine deutlich geringere Torsionssteifigkeit hat, siehe Abbildung 2.7. Dies Achsrohr muss als ein kompletter flexibler Körper modelliert werden, welcher mit Hilfe von FEM abgebildet wird. Ansonsten wäre die Hinterachse eine geschlossene Achse, welche keine Freiheitsgrade bei wechselseitiger und gleichseitiger Federung hätte. Dementsprechend würden die Hinterräder weder ein- noch ausfedern. Mit Hilfe von spezifischen Auswertungen und Simulationen lassen sich aussagekräftige Ergebnisse des Fahrkomforts

komponentenweise infolge von Fahrten auf unebener Fahrbahn bis zu Anregungsfrequenz von 50 Hz generieren [Zel09].

Die Analyse und Optimierung der üblichen Baugruppen wie Reifen, Lenkung, Bremsen usw. erfordern weder Mehrkörpersysteme noch FEM. Die mathematischen Modelle dieser Baugruppen sind in der Lage, ausreichend aussagekräftige Ergebnisse zu erzeugen. In FADYS stehen diese Baugruppen in Form von Kennlinien und Kennfeldern zur Verfügung.

3.1.2 FADYS

Basierend auf dem Zweispurmodellansatz wurde das kennfeldbasierte Gesamtfahrzeugmodell FADYS zur Analyse des Fahrverhaltens in der Serienentwicklung PKW im Haus Daimler entwickelt und eingesetzt. Ein FADYS-Modell besitzt sieben massebehaftete Körper, nämlich den Fahrzeugaufbau, die vier Räder, das Lenkrad und die Zahnstange der Lenkung, siehe Abbildung 3.1. Auf Gesamtfahrzeugebene werden die drei translatorischen und die rotatorischen Freiheitsgrade des Fahrzeugaufbaus abgebildet. Jedes Rad besitzt Freiheitsgrade wie Einfederung, Spurwinkel, Sturzwinkel, Quer- und Längsverschiebung. Alle Freiheitsgrade werden über Kennfelder und Kennlinien definiert. Für die Berechnung des starrkinematischen Bewegungskennfelds, d.h. ohne Berücksichtigung der Elastizitäten in den Achslagern und Nachgiebigkeiten in den Achsbauteilen wird ein eigenes Berechnungstool verwendet und als Eingabe in FADYS verwendet.

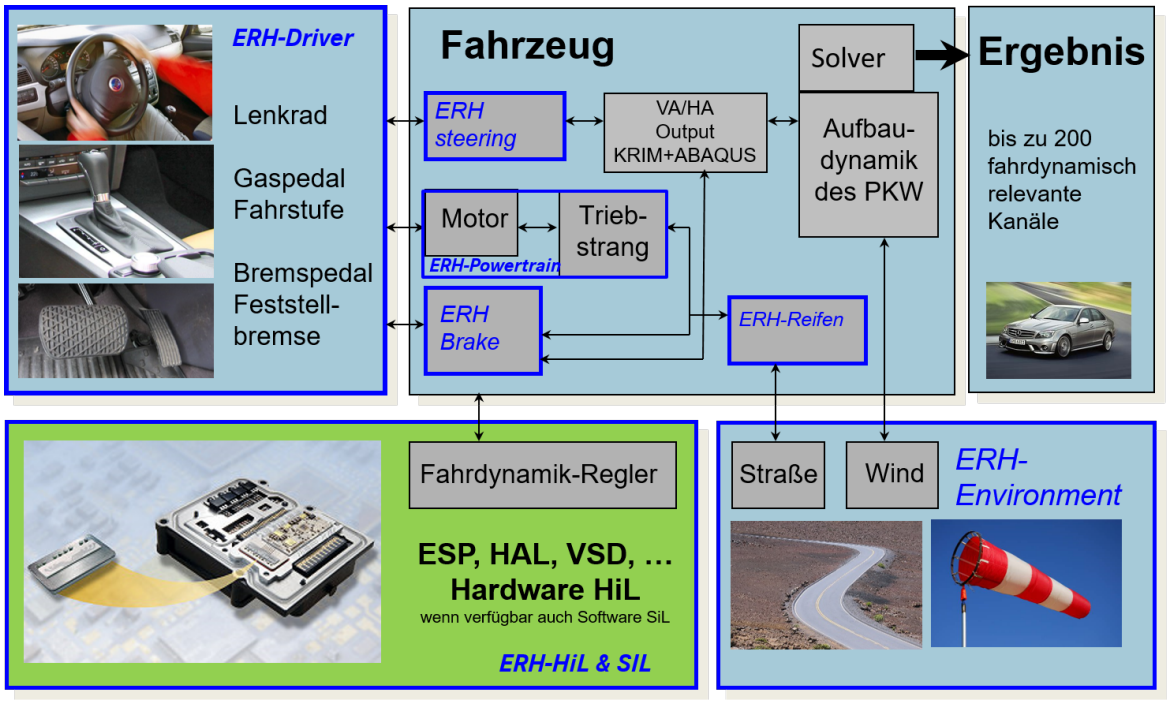

Abbildung 3.1: Modulare FADYS

FADYS arbeitet sowohl auf dem LINUX-Betriebssystem, als auch unter Windows. Im Vergleich zur Mehrkörpersimulation hat ein FADYS erheblich weniger Freiheitsgrade und dementsprechend kleinere Datensätze, sodass FADYS-Simulationen deutlich weniger Rechnerressourcen und Rechenzeiten in Anspruch nehmen. Deswegen ist FADYS geeignet für Simulationen des Gesamtfahrzeugverhaltens in der Serienentwicklung, wo es auf die Simulation sehr vieler Fahrzeugvarianten und vieler Manöver, sowie in vielen Anwendungen beim Einsatz von Hardware in the Loop (HiL) für Steuergeräte wie Electronic Stability Program (ESP), Verstelldämpfung (VSD) oder Hinterachselenkung (HAL) erforderlich ist.

Im Vergleich zur Darstellung der Kinematik und Elastokinematik der Radaufhängungen durch Modellierung der Gelenkpunkte, Lagerungen, Federungen und Dämpfungen im Mehrkörpersystem, werden in FADYS die Achseigenschaften als Eingabe von Kennfeldern berücksichtigt. Von KRIM werden die Kinematikkennfelder der relevanten Achsgrößen bereitgestellt. KRIM ist ein internes Programm im Haus Daimler zur Berechnung der gängigsten bei Personenkraftwagen (PKW) verwendeten Radaufhängungen. Die reine Elastokinematik einer Radaufhängung wird in FADYS mit Hilfe des FEM-Programms ABAQUS als Kennfeld bedatet. Der Unterschied zwischen beiden Modellen ist in den Abbildungen 3.2 dargestellt. Links in dieser Abbildung sieht man das MKM mit einer detaillierten Darstellung der Fahrwerkskomponenten Achslager, Federn, Dämpfer, Lenkung, Lager usw. Rechts ist das Zweispurmodell FADYS, bei dem die kinematische Bewegung der Räder, sowie die elastokinematische Veränderung der Radstellung durch Kraft- und Momenteneinwirkung durch Kennlinien und Kennfelder dargestellt werden. Alternativ können die elastokinematischen Kennfelder durch FKE-Prüfstandmessungen ermittelt werden. In beiden Fällen sind keine Bewegungsgleichungen zu lösen. Dies unterstützt den weit verbreiteten Einsatz der Software FADYS in echtzeitfähigen HiL-Anwendungen wie beispielsweise der Analyse von Steuergeräten und der digitalen Fahrerprobung auf dem Daimler-eigenen Fahrsimulator in Sindelfingen.

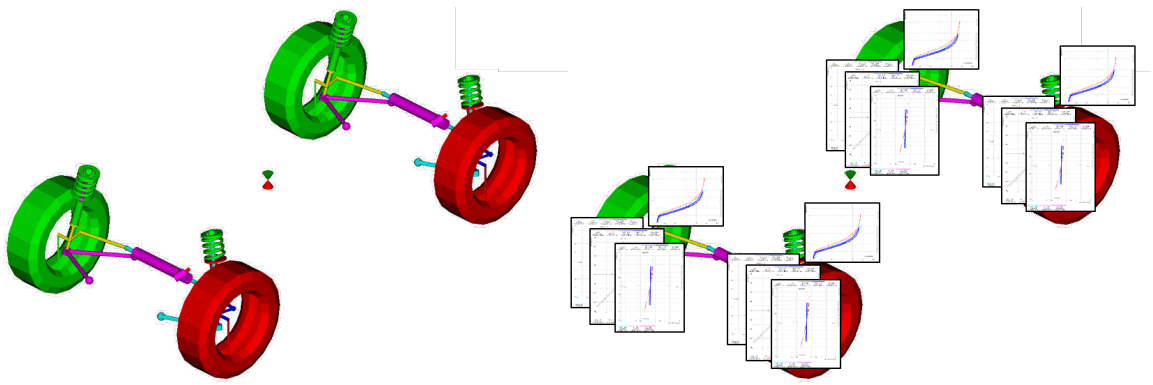

Abbildung 3.2: MKM und FADYS

Als einfaches modulares Simulationsprogramm setzt sich FADYS aus wesentlichen Modulen bzw. Baugruppen zusammen. Außer den sieben massebehafteten Körpern ist FADYS als Zweispurmodell in den Komponenten Lenkung, Reifen, Triebstrang und weitere Module aufgebaut. Die Module werden als ERH-Module (effiziente Ride und

Handling-Module) bezeichnet. Sie wurden in dieser Arbeit in das MKM-Modell des City-Cars übernommen. Darüber hinaus wurden auch die FADYS-Module für Fahrer und Umgebung (z.B. Seitenwind), die in Form von ERH-Modulen für Fahrkomfort (Ride) und Fahrdynamik (Handling) aus FADYS zur Verfügung stehen, übernommen. Als Ergebnisausgaben kann FADYS abhängig von der Modellierungstiefe des Fahrzeugmodells bis zu 200 fahrdynamisch relevante Kanäle liefern.

3.1.3 Effizientes Ride und Handling-Module (ERH-Module)

Die ERH-Module, welche sowohl für Fahrkomfort, also höherfrequente Untersuchungen im Bereich 5 - 50 Hz, als auch für Fahrdynamik, also kleiner als 5 Hz, einsetzbar sind, werden aus einem FADYS-Modell entnommen. Prämisse der Umsetzung der FADYS-Module in ERH-Module ist, dass die Original-Datensätze von FADYS verwendet werden können, in denen das jeweilige fahrzeugspezifische ERH-Modul definiert wurden.

Der Triebstrang spielt in der Querdynamik eine untergeordnete Rolle. Daher werden die wesentlichen Bestandteile des Triebstrangs für Beschleunigung, Geschwindigkeit und Lastwechsel mittels kennfeldbasierter Modelle von Kupplung, Getriebe und Motor abgebildet.

Unter dem Aerodynamik-Modul lassen sich die sechs aerodynamischen Beiwerte wie Widerstandsbeiwert, Seitenkraftbeiwert, Auftriebskraftbeiwert, Rollmomentenbeiwert, Nickmomentenbeiwert und Giermomentenbeiwert über dem Anströmwinkel parametrieren, deren Kennfelder entweder aus Windkanalmessungen oder einem CDF-Modell erhältlich sind.

Beim Bremsen-Modul können verschiedene Detaillierungsstufen eingesetzt werden. Vom einfachen Modell mit einer direkten Anwendung von Bremsmomenten an den Rädern bis zu einem detaillierten hydraulischen Modell der gesamten Bremshydraulik wie sie für den Einsatz bei ESP-HiL erforderlich ist. Für das ERH-Bremsmodul werden die Fahrervorgaben wie Bremspedalvorgabe und Feststellbremsenposition erwartet. Des Weiteren wird Information darüber benötigt, wie die Bremspedalvorgabe interpretiert werden soll, da das ERH-Bremsmodul Vorgaben in Form von Druck, Kraft und Weg erlaubt. Als Ausgangssignale werden die Bremsmomente an den vier Rädern zurückgegeben. Im Rahmen dieser Arbeit wird kein Bremsregler untersucht, weshalb im neuen Gesamtfahrzeugmodell auf ein aufwändiges hydraulisches Bremsmodell verzichtet wird. Stattdessen werden an den jeweiligen Bremsschreiben Bremsmomente über Wirkreibwert, Bremsdruck und Bremsradius abgebildet. Diese Art und Weise der Parametrierung reduziert zum einen den Modellaufwand, zum anderen ist diese Modellqualität ausreichend aussagekräftig für die Analyse und die Untersuchung des in dieser Arbeit untersuchten Manövers einer Geradeausbremsung.

Da das City-Car mit einer Zahnstangenlenkung ausgestattet ist, lässt sich die Kopplung des ERH-Lenkungsmoduls ausschließlich über den Zahnstangenfreiheitsgrad realisieren. Dabei wird die Zahnstange mit ihrer Masse VL abgebildet. Als Eingabe werden der Lenkradwinkel, das Lenkradmoment oder die Zahnstangenkraft im ERH-Lenkungsmodul erwartet, wobei ein Flag zur Umschaltung zwischen den Eingaben zur

Verfügung steht. Die Zahnstangenverschiebung wird als Ausgangssignal zurückgegeben. In diesem Modul werden Zahnstangenreibung, Dämpfung, Torsionssteifigkeit usw. parametriert. Sie sind hilfreich für die Validierung des Gesamtfahrzeugmodells. Aus der Entwicklungspraxis ist der hohe Einfluss dieser Lenkungsparameter auf das Fahrzeugverhalten beim Geradeausbremsen bekannt. Deshalb wurde auf eine sehr präzise Bedatung Wert gelegt.

Unter dem Fahrermodell werden sowohl vordefinierte Manövervorgaben als auch Längs- und Querreglung verstanden.

Ins Umgebung-Modul lässt sich eine ebene Fahrbahn mit Reibungskoeffizient (zwischen Reifen und Fahrbahn) für jedes individuelle Rad sowie Windgeschwindigkeiten mit unterschiedlichen Anströmwinkeln definieren. Das in der Arbeit für Fahrdynamik verwendete Reifenmodell wird im Folgenden vorgestellt.

3.1.4 Reifenmodell

Reifenmodelle variieren von dem einfachsten mathematischen Magic-Formula-Modell [Pac91] bis zu umfangreichen und detaillierten physikalischen Modellen z.B. FTire [Gip06], welche für diverse Fragestellungen in Frage kommen. Die Wahl eines geeigneten Reifenmodells wird anhand der Aufgabenstellung entschieden. Für die meisten querdynamischen Anwendungen ist das Magic-Formula-Modell gut geeignet, wenn man auf eine gute realitätsnahe Parametrierung Wert legt und die Möglichkeit hat, die Parameter aus Straßenversuchen abzuleiten. Parametrierungen mit Hilfe von Prüfständen sind in der Regel von geringerer Güte, da auf den Prüfständen nicht die Reibpaarung Reifen/Straße, sondern die Reibpaarung Reifen/Schmirgelpapier vermessen wird. Detaillierte Reifenmodelle, wie z.B. FTire sind immer dann erforderlich, wenn hochfrequente Reifeneigenschaften (>50 Hz) untersucht werden sollen. Damit steigt aber auch der Parametrierungsaufwand auf ein Mehrfaches. Eine große Anzahl an Parametern führt eben auch zu enormem Aufwand bei der Parametrierung und zu hohen Rechenzeiten.

Es ist deswegen in der industriellen Anwendung eher praktisch, die einfacheren Reifenmodelle mit begrenzter Parameterzahl einzusetzen. Dieser Grundsatz wird durch den Bedarf an unterschiedlichen Reifendimensionen, Reifentypen (Sommer-, Winter-, Ganzjahresreifen) noch verstärkt. Die Reifenparameteridentifikation erfolgt durch einen Vergleich einer fahrdynamischen Fahrzeugmessung auf der Straße mit einer Simulation eines baugleichen sehr genau parametrierten Fahrzeugmodells. Selbstverständlich kann in FADYS aber auch direkt ein mathematisches Reifenmodell eingesetzt werden, dass auf einem Reifenprüfstand vermessen wurde, siehe Abbildung 3.3. Die hier dargestellten Kennfelder sind Ergebnisse einer Parametrierung. Klassische Reifenkennfelder für den Querdynamikeinsatz beinhalten Seitenkräfte und Rückstellmomente über Schräglaufwinkel, sowie Umfangskräfte über Schlupf (hier nicht dargestellt). Alle Größen sind radlastabhängig. Dieses Reifenmodell ist in der Lage, den Reifencharakter in Längs-, Quer- und Vertikalrichtung für die Fahrdynamik ausreichend genau abzubilden. Als Eingangssignale für das Reifenmodell werden die Lagen, Geschwindigkeiten

und Winkelgeschwindigkeiten der Radmittelpunkte aller Räder benötigt. Zusätzlich werden noch Spur und Sturz aller Räder sowie die Geschwindigkeiten der Radeigendrehung erwartet. Das Reifenmodell liefert dann die wirkenden Kräfte und Momente zurück.

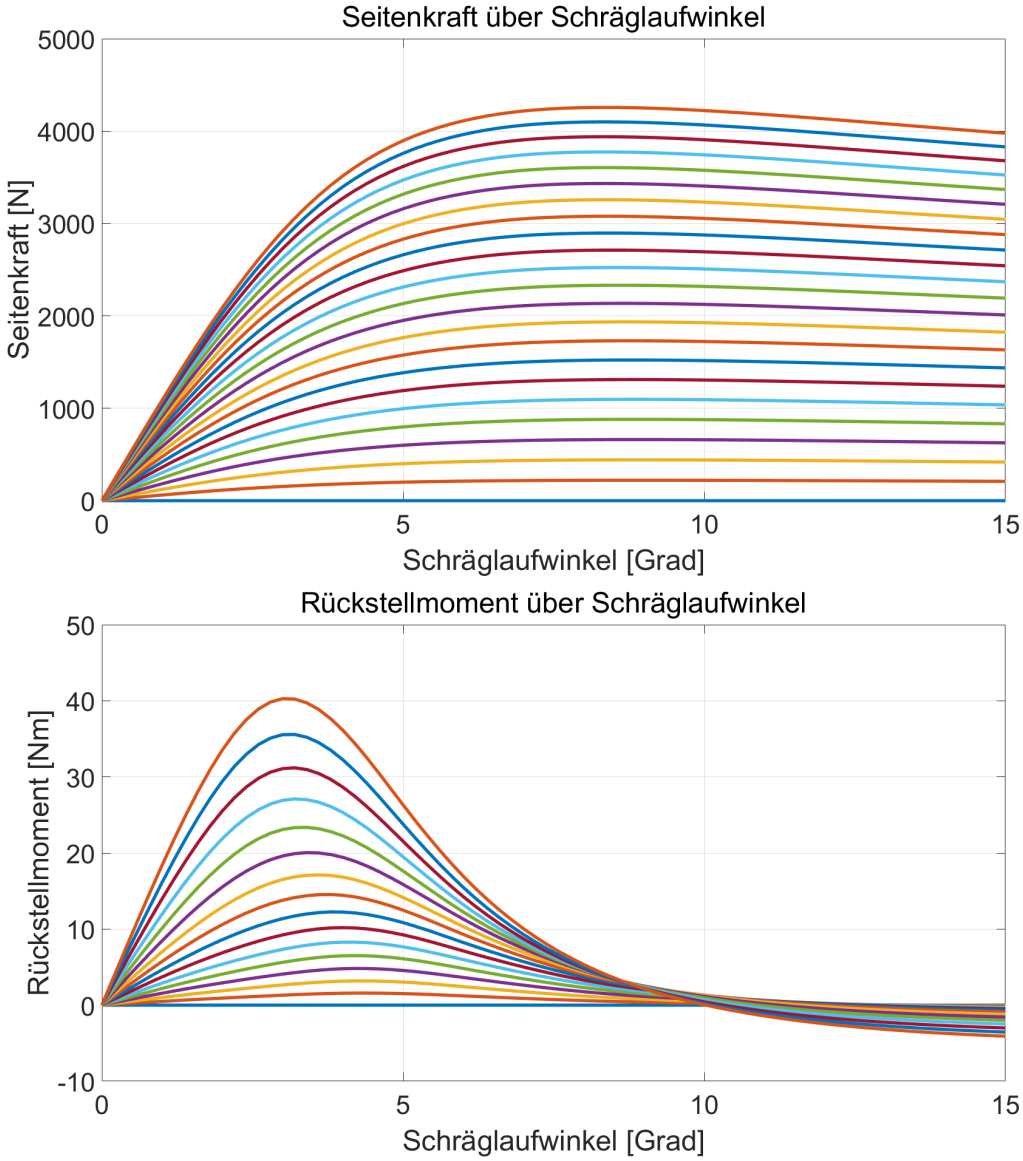

Abbildung 3.3: Klassische Reifenkennfelder für den Querdynamikeinsatz: Seitenkräfte und Rückstellmomente über Schräglaufwinkel

Die Art und Weise der Darstellung der Reifeneigenschaft lässt sich nicht leicht nachvollziehen, da der Schräglaufwinkel nicht direkt, sondern durch viele Umrechnungen ermittelt werden muss. Stattdessen sind Darstellungen über der Radlast in der industriellen Anwendung praktischer. In den linearen Bereichen der Seitenkraft über dem Schräglaufwinkel, wobei der Schräglaufwinkel maximal $0,5$ *Grad* beträgt, entspricht die Steigung der sogenannten Schräglaufsteifigkeit (engl. Cornering Stiffness (CS)). Die Kenngröße CS ist in der Querdynamik von großer Bedeutung und taucht auch

im Einspurmodell auf. Die CS über Radlast lässt sich im ERH-Modul nicht explizit parametrieren. Auf ähnlicher Weise wird die Rückstellmomentsteifigkeit ebenfalls ermittelt, wobei die Nachlaufstrecke in das Reifenmodell einbezogen werden kann, siehe Abbildung 3.4.

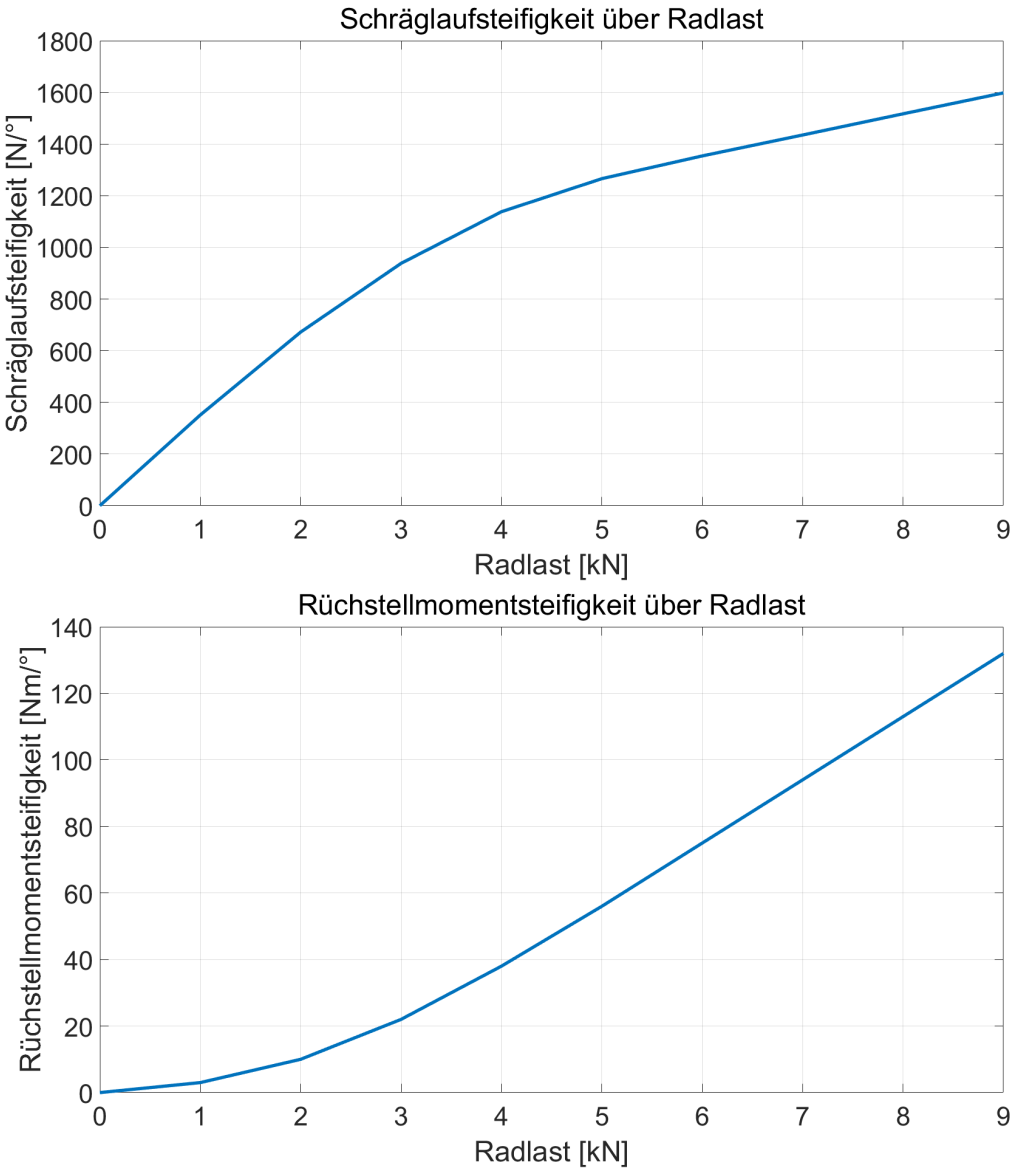

Abbildung 3.4: Schräglaufsteifigkeit und Rückstellmomentsteifigkeit über Radlast

Da Reifeneigenschaften sehr stark fülldruckabhängig sind, werden Reifenmessungen sowohl auf der Straße, als auch auf Prüfständen mit mindestens drei verschiedenen Fülldrücken durchgeführt, damit der Parameter Reifendruck im Reifenmodell verfügbar ist. Der Einfluss der Temperatur kann über Straßenmessungen bei verschiedenen Straßen- und Außentemperaturen berücksichtigt werden. Die einzelnen ERH-Module des City-Cars inkl. Reifen werden aus einem FADYS-Modell entnommen und anschließend im folgenden Abschnitt in das MKM integriert.

3.2 Aufbau eines Gesamtfahrzeugmodells

In diesem Abschnitt wird das Gesamtfahrzeugmodell des City-Cars für die Optimierung des Fahrverhaltens aufgestellt. Dies setzt sich aus der Vorder- und Hinterachse, der Motoraufhängung sowie der Karosserie des MKM, den oben erwähnten ERH-Modulen und dem Reifenmodell zusammen.

Das Programm LMS Virtual.Lab Motion (VL) für das MKM stellt die Schnittstellen *Generic Co-simulation* (GENCOS), welche auf C-Programmiersprache basiert sind, für verallgemeinerte externe Modelle zur Verfügung, sodass die benötigten ERH-Module Lenkung (Steering), Elastokinematik (Elkin), Triebstrang (Powertrain), Bremsen (Brake), Aerodynamik (Aero) und Fahrer (Driver) in Form von C-Codes in das MKM eingebunden werden können. Das Reifenmodell (Tyre) lässt sich hingegen über die Schnittstelle Standard-Tyre-Interface (STI) in das Gesamtfahrzeugmodell integrieren, siehe Abbildung 3.5. Das STI wurde im Jahr 1997 bei dem internationalen workshop Tyre Data Exchange Format (TYDEX) als eine standardmäßige Schnittstelle zwischen Fahrzeug-, Reifen- und Straßenmodellen eingeführt [Bes05]. Die Verwendung der Schnittstelle STI bietet die Möglichkeit, verschiedene Reifenmodelle ohne Modifizierung von Fahrzeug- und Straßenmodellen austauschen zu können [OURB97]. Dieser Charakter ist für die Optimierung der Reifeneigenschaften von großer Bedeutung, ohne andere Baugruppen an das Reifenmodell bzw. die Reifenmessungen anzupassen.

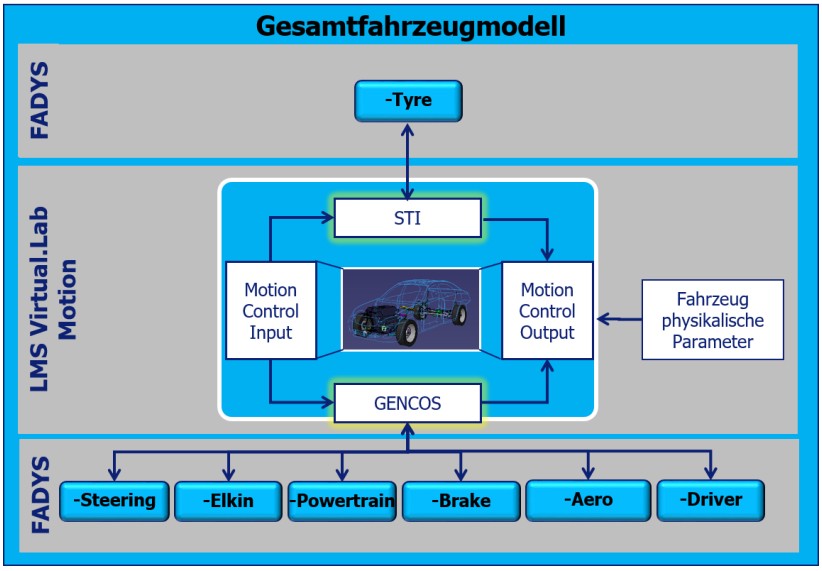

Abbildung 3.5: Gesamtfahrzeugmodell

Die einzelnen Baugruppen, Module und Komponenten des MKM lassen sich in dem für das Gebiet Fahrkomfort entwickelten Tool „Prozessmanager“ aufbauen. In diesem Tool werden die erforderlichen Submodule eines MKM sowie die ERH-Module aus der bereitgestellten Topologie nach Bedarf ausgewählt. Auf diese Weise wird das komplette Gesamtfahrzeugmodell zusammengesetzt. Die fahrzeugspezifischen Parameter kommen dabei aus einer Datenbank (Fahrzeug physikalische Paramemter) und werden vom Prozessmanager in das Modell übernommen. Anschließend findet die Berechnung auf

linuxbasierten Applikation-Servern nach vordefinierten Manövern aus den Bereichen Fahrdynamik und Fahrkomfort oder auf dem FKE-Prüfstand statt.

Der komplette Vorgang inklusive Modellaufbau, Berechnung, Nachbearbeitung und Auswertung beinhaltet in der Simulationsumgebung für Fahrkomfort viele manuelle Arbeitsschritte. Zur Steigerung der Effizienz bei Sensitivitätsanalysen und Optimierungen wird in dieser Arbeit eine vollständige Automatisierung dieser Arbeitsschritte in Verbindung mit einer kommerziellen Optimierungssoftware angestrebt. Eine detaillierte Vorstellung findet in Kapitel 6 statt. Unter Verwendung der bereits weitestgehend automatisierten Auswertetechnik zur Berechnung fahrdynamischer Kennwerte lässt sich die fahrdynamische Bewertung in den Optimierungsvorgang integrieren.

3.3 Modellvalidierung und -parametrierung

Für die Erzeugung vergleichbarer Simulationsergebnisse gibt es Meilensteine zu jeweils festen Entwicklungsständen, die von den verschiedenen Berechnungsexperten bewertet werden. Im Laufe der Entwicklung folgt das Testen realer Komponenten auf Prüfständen oder in sogenannten Aggregateträgern, mittels derer die gewonnenen Simulationsergebnisse validiert und die Prognosefähigkeit der Simulation verbessert werden können. Trotz hochentwickelter Verfahren und wachsender Rechenleistung hat die Simulation Grenzen, so dass nicht auf die Prüfung realer Komponenten und Prototypen verzichtet werden kann [BS11] und [HEG07].

Um im Rahmen dieser Arbeit das Fahrverhalten eines Serienfahrzeugs mit Hilfe des erstellten Gesamtfahrzeugmodells und dem entwickelten Lösungskonzept zu optimieren, wird zunächst zum Zweck der Validierung das Modell in der FADYS-Simulationsumgebung in Betrieb genommen. Hierfür wird das Modell einem existierenden Serienfahrzeug angenähert, dessen Fahrverhalten belegt durch Fahrversuche und Kundenfeedbacks Auffälligkeiten zeigt. Dies erfolgt durch Parameteranpassung auf Basis einer Bauteildatenbank, Prüfstandsmessungen von Reifen (Flachbahn) und Fahrwerk (FKE) sowie Fahrdynamikmessungen des Gesamtfahrzeugs. Im folgenden Abschnitt werden beispielhaft FKE-Messungen und deren Bedeutung in diesem Zusammenhang vorgestellt.

3.3.1 FKE-Prüfstandsmessungen (Federung, Kinematik und Elastokinematik)

Wie der Name ausdrückt, lassen sich mit Hilfe von FKE-Manövern die statischen und quasi-statischen Fahrwerkseigenschaften hauptsächlich hinsichtlich Federung, Kinematik und Elastokinematik ermitteln. Das zu testende Fahrzeug wird auf den Prüfstand gestellt, mit dem sich Fahrsituationen realitätsnah abbilden lassen. Die Karosserie wird dabei fixiert, siehe Abbildung 3.6. Das Fahrwerk wird den vordefinierten äußeren Belastungen ausgesetzt, welche entweder in Form von Kräften oder Momenten an der Radnabe aufgeprägt werden.

Abbildung 3.6: FKE Prüfstand

Der Höhenstand des Fahrzeugs spielt eine entscheidende Rolle für das Verhalten der Achsen und des Fahrzeugs. Dementsprechend wird bei dem City-Car das Fahrzeugniveau auf seine KO-Lage eingestellt. Das entspricht den Federwegen einer Beladung mit zwei Personen inkl. Handgepäck.

Grundsätzlich lassen sich die Fahrwerkseigenschaften für Fahrkomfort und Fahrdynamik jeweils in Längs-, Quer-, und Vertikalrichtung unterteilen. Durch die Prüfstandsmanöver gleichseitige und wechselseitige Federung werden die Grundeigenschaften in Vertikalrichtung wie z.B. max. Ein- und Ausfederung, Hauptfedersteifigkeit, Einsatz des Gummipuffers und der Ausfederbremse ermittelt. Weiterhin sind daraus die für das Wanken relevanten Kenngrößen wie Wankmomenverteilung, Wanksteifigkeit usw. aus den Vermessungen ableitbar.

Unter anderem sind für das Fahrverhalten die Fahrwerkeigenschaften unter äußeren Kräften und Momenten in Querrichtung von großer Bedeutung. Damit kann ein direkter Zusammenhang mit dem Steuerverhalten hergestellt werden, indem diese Eigenschaft letztendlich durch Spur- und Sturzänderungen dargestellt wird. Analog gilt dies auch für die Längsrichtung. Zu diesem Zweck wurden in der Vergangenheit eine große Anzahl Prüfstandsmanöver sowie deren Auswertungen und Kenngrößen entwickelt. Die Fahrwerkseigenschaften des City-Cars wurden im Sinne dieser Manöver und Kenngrößen validiert und falls notwendig in der Parametrierung angepasst. Tabelle 3.1 zeigt eine Auflistung der in dieser Arbeit validierten Lastfälle.

Tabelle 3.1: FKE-Manöver und Kenngrößen

Manöver	**Kenngrößen**
Gleichseitige und Wechselseitige Federung	· Radkraft und Steifigkeit über Federweg · Spur- und Sturzänderung über Federweg
Querzug (einseitige Krafteinleitung)	· Spur- und Sturzwinkeländerungen über einseitige Seitenkraft, Variation des Seitenkraftverhältnisses sowie der Lage des Kraftangriffpunkts
Lenkelastizität (einseitige Momenteinleitung)	· Spur- und Sturzwinkeländerung des Rades über Momenteinleitung um Radhochachse · Spur- und Sturzwinkeländerung über Momenteinleitung um Radhochachse am gegenüberliegenden Rad
simuliertes Anfahren und Bremsen beider Räder	· Spur- und Sturzwinkeländerung über Längskraft und Bremsverzögerung

Von besonderem Interesse bei einigen Achskonzepten ist auch die Wechselwirkung beider Räder einer Achse. Bei den Manövern Querzug und Lenkelastizität werden Kraft und Moment jeweils an einem Rad eingeleitet, wobei das Lenkrad bei gelenkten Achsen festgehalten wird. Existiert eine Kopplung der Räder z.B. durch ein Lenkgetriebe oder eine Starrachsekonstruktion, können Spur- und Sturzwinkeländerungen nicht nur am belasteten Rad sondern auch am unbelasteten Rad beobachtet werden. Dies kann für das Fahrverhalten des betrachteten City-Cars durchaus von Bedeutung sein. Im Falle des City-Cars ist dies für die gelenkte Vorderachse und auch für die De-Dion-Hinterachse relevant.

Abbildung 3.7 zeigt beispielhaft die Spurwinkeländerung der Hinterachse des City-Cars unter Moment am linken Rad und die Auswirkung auf den Spurwinkel am rechten, unbelasteten Rad. Die gestrichelten Linien sind entsprechend FKE-Vermessungen. Die anderen beiden sind Simulationsergebnisse. Die Linien, bei denen Spurwinkeländerungen bei Moment von Null gefunden werden können, kommen aus dem Modell vor der FKE-Validierung. Die Simulationsergebnisse, welche ähnliche Verläufe wie die Vermessungen haben, sind die nach FKE validierten Ergebnisse.

Die FKE-Vermessungen zeigen, dass die Gummilager im Fahrwerk in Realität hysteresebehaftet sind. Dieser Effekt ist im Modell vernachlässigt, weshalb an dieser Stelle für die Validierung auf einen Mittelwert der Hystereseschleifen abgeglichen wird. Deswegen sind in den durchgezogenen Linien der Simulationsergebnisse keine Hysteresen zu finden. Bei den Simulationsergebnissen vor der FKE-Validierung sind Spurwinkeländerungen bei Momenten von Null (die vertikalen Linien) zu sehen. Diese Phänomene ergeben sich aus der Initialisierung des Fahrzeugmodells speziell für die FKE-Manöver.

Zur Initialisierung wird das Fahrzeug wie in der Realität auf dem Prüfstand eingestellt. Die Spurwinkel ändern sich wegen des Fahrzeugeigengewichts sowie der kinematischen und elastokinematischen Fahrwerkeigenschaften, selbst wenn in dieser Phase keine FKE-Manöver oder äußere Belastungen auf das Fahrwerk aufgeprägt werden. Da diese Phänomene ausschließlich bei der FKE-Validierung entstehen und wenig relevant für die Untersuchung und die Optimierung des Fahrverhaltens sind, lassen sich nicht in die validierten Simulationsergebnisse einfließen und somit nicht in dem Gesamtfahrzeugmodell abbilden. Aus diesen Gründen sind in den Linien nach der FKE-Validierung weder die Hysterese noch die Phänomene wegen Initialisierung (die vertikalen Linien) zu finden.

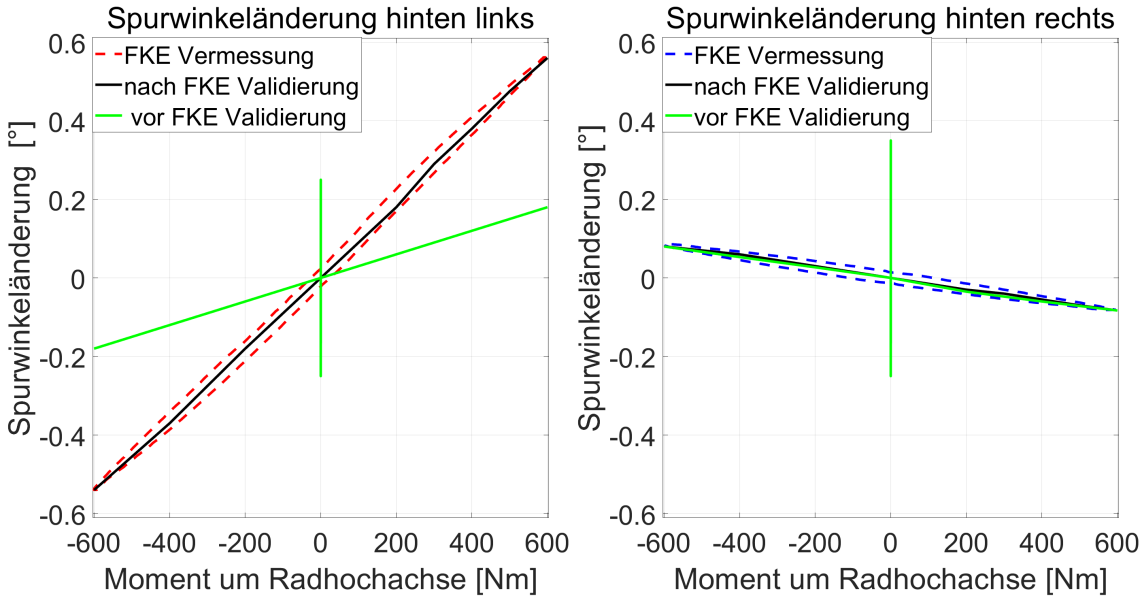

Abbildung 3.7: FKE Validierung der De-Dion Hinterachse beim Manöver Lenkelastizität Momenteinleitung links

3.3.2 Fahrdynamikmessungen

Nachdem das Fahrwerk des Modells mittels FKE-Daten validiert wurde, lässt sich das Fahrverhalten des Gesamtfahrzeugs mithilfe von stationären, quasi-stationären und dynamischen Fahrdynamikmessungen validieren.

Das Modell wurde hierfür im Bezug auf die grundsätzlichen Simulationsmechanismen geprüft, damit es bei gängigen Fahrmanövern wie Geradeausfahren, Anfahren, Bremsen, stationäre Kreisfahrt und Sinuslenken fehlerfrei funktioniert. Beim Modell des City-Cars wurde hierbei beobachtet, dass das Lenkungsmodell bei stationärer Kreisfahrt hochfrequente, nummerische Schwingungsphänomene im Lenkradwinkel und dessen Geschwindigkeit mit einer Frequenz von 50 Hz verursacht. Durch ein überarbeitetes Lenkungsmodell mit angepasster Dämpfung konnte dieses Problem behoben werden.

Anschließend konnte das Modell mit einer Reihe von relevanten Fahrmanövern abgeglichen werden. Zu den angepassten Parametern gehören Fahrzeuggewicht, Schwerpunktlage, Radgewichte sowie die Schräglaufsteifigkeit der Reifen an Vorder- und Hinterachse. Hinsichtlich der Fahrmanöver konnte hierbei auf die in Tabelle 3.2 genannten Lastfälle und Kenngrößen fokussiert werden.

Tabelle 3.2: Fahrmanöver und Fahrdynamikkennwerte zur Validierung und Parametrierung

Manöver	**beteiligte Systemparameter und Kenngrößen**
Geradeausfahren	Gewicht, Beladungen und Radlastverteilung Spur und Sturz Schwerpunkthöhe Federwege bzw. Niveaueinstellung
stationäre Kreisfahrt	EG SG WG Lenkradwinkel, Lenkradmoment über Radialbeschleunigung Wankindex
Sinuslenken	max. Gierverstärkung

Durch das Manöver Geradeausfahren werden grundlegende Modellparameter bedatet, wobei sich die Karosseriemasse, Gesamtmasse, Radlastverteilung, Radstellung hinsichtlich Vorspur und Grundsturz, Schwerpunkthöhe sowie Fahrzeugniveau einstellen lassen. Mittels Messungen am Pendelprüfstand lässt sich die Schwerpunkthöhe des Gesamtfahrzeugs validieren. Die stationäre Kreisfahrt und das Sinuslenken ordnen dem Modell die stationären und quasi-stationären querdynamischen Eigenschaften zu. Als wichtige Merkmale der Querdynamik sind die Verläufe von Eigenlenkgradient (EG) und Schwimmwinkelgradient (SG) über der Radialbeschleunigung in den Abbildungen 3.8 und 3.9 veranschaulicht. Dabei sind die Mittelwerte von EG und SG bei Radialbeschleunigungen von 1 bis 4 m/s^2 als standardisierte Kenngrößen vordefiniert, welche als horizontale Balken in den Abbildungen dargestellt sind.

Bei der stationären Kreisfahrt spielen die Reifeneigenschaften eine wichtige Rolle. Die vom Reifenprüfstand erhaltenen Rohdaten werden anhand von Straßenmessungen am Gesamtfahrzeug nochmals abgeglichen, wobei die CS des mischbereiften City-Cars den EG und den SG entscheidend beeinflussen, siehe Abbildungen im Anhang A.1. Außerdem kann eine Korrektur des Wankverhaltens durch Abgleich der vertikalen Reifensteifigkeit erfolgen. Mit Hilfe des Abgleichs der Baugruppe Lenkung lassen sich Lenkradwinkel, Lenkradmoment sowie die maximale Gierverstärkung parametrieren.

Nachdem das Gesamtfahrzeugmodell bei diesen vorgestellten Manövern validiert und parametriert wurde, kann es zur Optimierung vieler Aspekte des Fahrverhaltens des City-Cars eingesetzt werden. Die Formulierung der Bewertungskriterien zur Optimierung des Fahrverhaltens sowie die Behandlungsmethoden von multikriteriellen Optimierungsaufgaben werden näher im folgenden Kapitel erläutert. Sie dienen auch als Grundlage für den Einsatz von Optimierungsverfahren, welche in Kapitel 6 vorgestellt werden. Zusammen mit einer geeigneten Optimierungsstrategie lässt sich das Gesamtfahrzeugmodell fahrdynamisch optimieren.

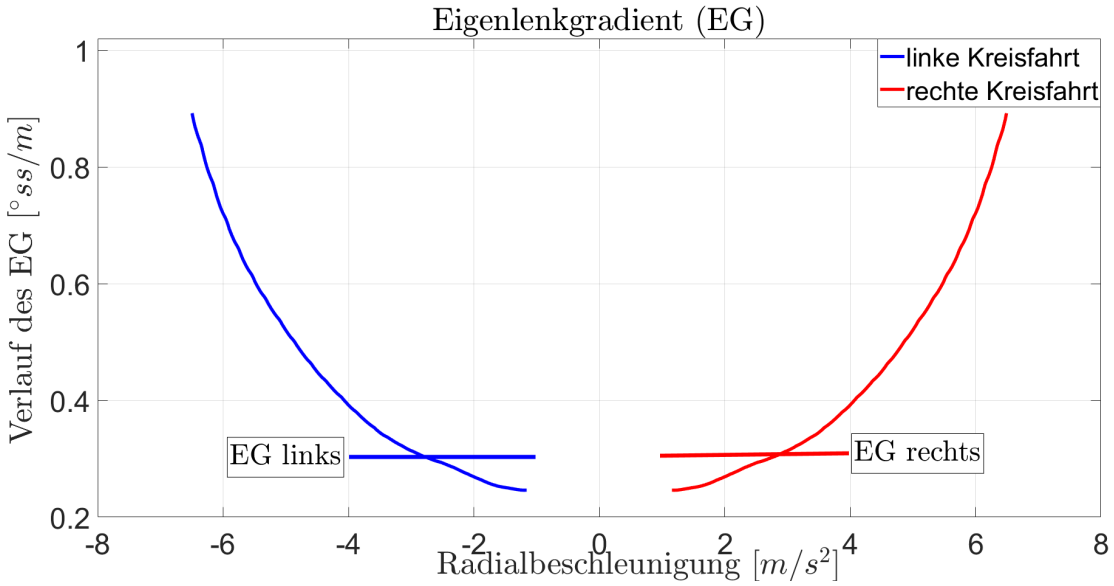

Abbildung 3.8: EG-Verlauf des City-Cars

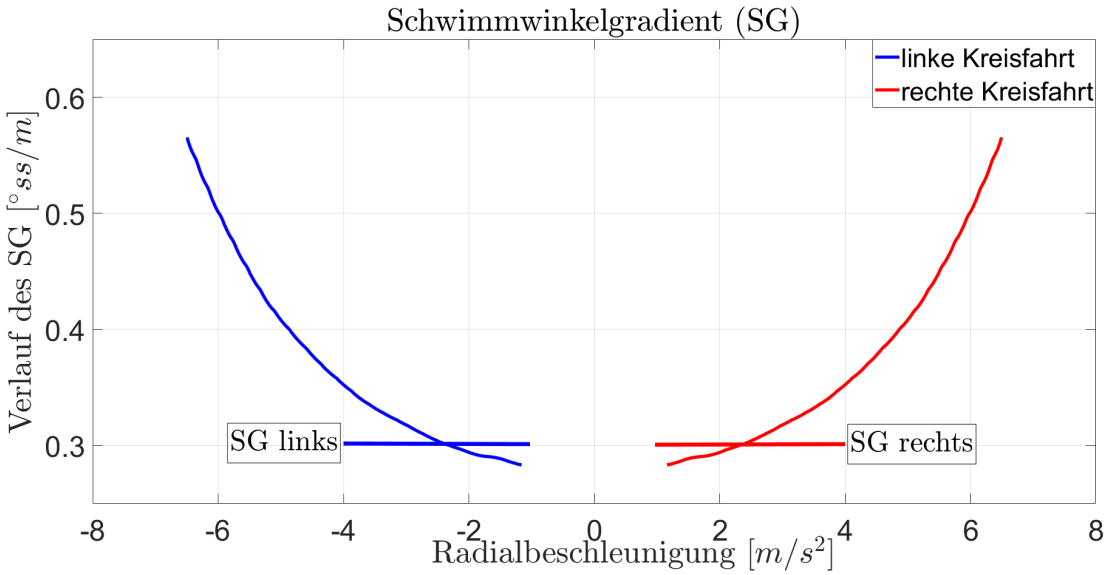

Abbildung 3.9: SG-Verlauf des City-Cars

4 Bewertungskriterien zur Optimierung des Fahrverhaltens

Die Optimierung des Fahrverhaltens mit Hilfe von Simulation ist im Allgemeinen ein iterativer Prozess. Ausgehend von einer Referenz haben Änderungen ausgewählter Entwurfsparameter eine Auswirkung auf das Fahrverhalten des Fahrzeugs. In dem kompletten Optimierungsprozess stellt die fahrdynamische Bewertung der einzelnen Varianten einen wesentlichen Aspekt dar. Im Bereich der Fahrzeugtechnik lassen sich die objektiven und ganzheitlichen Kriterien schwierig formulieren [RG96] und [Amm93]. Aus diesem Grund werden im Abschnitt 4.1 wichtige objektive Bewertungsverfahren und deren Bewertungsgrößen eingeführt und hinsichtlich ihrer Relevanz für das subjektive Fahrerlebnis erläutert. In einem geschlossen Optimierungsprozess müssen aus den Entwurfsparametern und Bewertungskriterien einheitliche Kenngrößen abgeleitet werden, welche für die Optimierung als Gütekriterien und Nebenbedingungen betrachtet werden. Als grundlegende Voraussetzung zur Sensitivitätsanalyse und Optimierung eines dynamischen Systems werden abschließend Verfahren zur Behandlung der multikriteriellen Optimierung vorgestellt.

4.1 Bewertungskriterien des Fahrverhaltens

Die technischen Ansprüche an das Fahrzeug lassen sich einerseits aus den Anforderungen der Kunden, andererseits aus positionierungsrelevanten Vorgaben und Zielen des Automobilherstellers definieren. Aus Sicht der Kunden werden Eigenschaften wie Sicherheit, Komfort, Spaß, Qualität und Wirtschaftlichkeit berücksichtigt. Aus Sicht des Fahrverhaltens stehen Fahrsicherheit und Agilität des Fahrzeugs im Mittelpunkt. Zur Analyse des komplexen Fahrverhaltens wurden heutzutage eine große Zahl von Verfahren entwickelt, welche bei jedem einzelnen Automobilhersteller individuell variieren können. Hauptsächlich lassen sie sich in verschiedene charakteristische Manöver und Kenngrößen unterteilen, welche stationäre, quasi-stationäre und dynamische Aspekte des Fahrverhaltens abdecken [HEG07], [EG17], [Zel09]. Die dazugehörigen Bewertungskriterien können somit subjektiven und objektiven Verfahren zugeordnet werden. In Bezug auf numerische Optimierungsmethoden werden ausschließlich objektive Verfahren herangezogen, da sie im anschließenden Optimierungsprozess als quantifizierbare Bewertungskriterien unmittelbar mit Zielfunktionen und Nebenbedingungen verknüpft werden können.

Hiermit werden die Bewertungskriterien nicht nur aus den theoretischen Aspekten des Fahrverhaltens, sondern auch aus den praktischen Fahrerlebnissen abgeleitet, da sie am Schluss auf ein Serienfahrzeug angewendet werden und eine praxisnahe Optimierungsaufgabe gelöst wird. Aus diesen Gründen lassen sich die Bewertungskriterien im Kontext des Fahrverhaltens in Längsdynamik, Eigenlenkverhalten, Fahrzeugagilität und Wankverhalten gliedern.

Die Gesamtfahrzeuge werden im Allgemeinen mit Hilfe von subjektiven und objektiven Bewertungsverfahren beurteilt. Durch Straßenversuche wird die Fahrzeugreaktion infolge bestimmter fahrerinduzierter Vorgaben untersucht. Damit sich das unmittelbar vom Fahrer erlebbare Fahrverhalten beurteilen lässt, werden dafür Manöver und Kenngrößen definiert, siehe Tabelle 4.1. Mithilfe langjähriger Erfahrung wurden eine Reihe dazugehöriger Kennwerte bei Daimler für alle PKW-Baureihen entwickelt. Das Fahrverhalten lässt sich so quantifiziert auswerten.

Für diejenigen Manöver, welche nicht Teil des üblichen Entwicklungsprozesses sind, muss die Variation der Kenngrößen durch *Best Engineering Judgement* beurteilt werden. Anderseits stehen keine etablierten Kennwerte zu den ausschließlich theoretischen Untersuchungen für das City-Car zur Verfügung. Die Auswirkung infolge der Änderung der ausgewählten Entwurfsparameter lässt sich mit der Referenz vergleichen, deren Variation innerhalb des theoretischen Bereichs akzeptiert werden kann.

Längsdynamik Zur Längsdynamik gehören Beschleunigen und Bremsen. Dabei sind Beschleunigungsvermögen und Bremsleistung im Hinblick auf die Fahrsicherheit von wichtiger Bedeutung. Ebenfalls zu den sicherheitsrelevanten Eigenschaften zählen die Stabilität bzw. Sicherheit beim Geradeausbremsen auf einseitiger glatter Fahrbahn (**μ-Split-Bremsen**) sowie auf normaler Fahrbahn (**Geradeausbremsen** bzw. Bremskomfort bzw. Geradeausbremsen). Im alltäglichen Fahrbetrieb erwarten Fahrer und Passagiere, dass in jeder Situation das Fahrzeug sicher auf der gewünschten Spur bleibt.

Eigenlenkverhalten

Das Eigenlenkverhalten ist die Grundvoraussetzung für eine gute Querdynamik. Es dient als grundlegendes Bewertungsmaß für das Fahrverhalten bei Kurvenfahrt. Ein Fahrzeug soll leicht untersteuernd und in den fahrdynamischen Grenzen noch gut beherrschbar sein. Darüber hinaus soll das Führen des Fahrzeugs dem Fahrer Spaß machen. Wie im Abschnitt 2.4.1 erwähnt, werden EG und SG aus diesem Grund als wichtige fahrdynamische Kenngrößen herangezogen. Die Beherrschbarkeit des Fahrzeugs im dynamischen Grenzbereich wird bei Manövern wie dem Lenkwinkelsprung betrachtet. Hier sind außer den standardisierten Kenngrößen, welche im Abschnitt 2.4.2 vorgestellt wurden, auch die maximale Giergeschwindigkeit und der Gierwinkel wichtige Kenngrößen.

Fahrzeugagilität

Als Bewertungsmaß für die Queragilität auf kurvigen Landstraßen steht die maximale Gierverstärkung (GV) beim Sinuslenken im Vordergrund. Zwischen einer zu geringen und einer zu großen maximalen GV lässt sich die Fahrzeugagilität als zu indirekt

Tabelle 4.1: Bewertungskriterien

Kriterium	**Bewertungsgrößen**	**Manöver**
Längsdynamik	· Radstellung · Schwerpunktslage	· Geradeausfahren
Längsdynamik	· Längsbeschleunigung · Verlauf der Giergeschwindigkeit · Querversatz	· μ-Split-Bremsen
Längsdynamik	· Querversatz · Verlauf der Giergeschwindigkeit	· Geradeausbremsen
Eigenlenkverhalten (Querdynamik)	· Eigenlenkgradient (EG) · Schwimmwinkelgradient (SG)	· Staionäre Kreisfahrt
Eigenlenkverhalten (Querdynamik)	· max. Giergeschwindigkeit · stat. Giergeschwindigkeit · Überschwingweiten · Peak Response Time	· Lenkwinkelsprung
Fahrzeugagilität (Querdynamik)	· Gierverstärkung (GV)	· Sinuslenken $0,15\ Hz$ · Sinuslenken $1\ Hz$
Wankverhalten	· Wankindex · Wankwinkelgradient · max. Giergeschwindigkeit · max. Gierwinkel	· Stationäre Kreisfahrt · Sinuslenken $1\ Hz$

Manöver:
a: Geradeausfahren
b: Geradeausbremsen
c: μ-Split-Bremsen
d: Stationäre Kreisfahrt
e: Lenkwinkelsprung
f: Sinuslenken $0,15\ Hz$
g: Sinuslenken $1\ Hz$

(stumpf) oder zu direkt (giftig) bewerten. In dieser Arbeit soll die Agilität bei einer mittleren Lenkfrequenz (1 Hz) beurteilt werden. Jeder Lenkeingabe folgt eine Fahrzeugreaktion, die je nach Fahrzeugkonfiguration schnell oder weniger schnell erfolgt.

Wankverhalten

Zum Fahrverhalten gehört darüber hinaus die Aufbauneigung bei Kurvenfahrt, das Wanken. Ein zu starkes Wanken des Aufbaus soll möglichst verhindert werden. Das Wankverhalten kann in dynamische und stationäre Anteile unterteilt werden. Das stationäre Wankverhalten fokussiert auf den Wankwinkel über zunehmender Querbeschleunigung bei stationärer Kreisfahrt. Das dynamische Wankverhalten entspricht Wankwinkel, -geschwindigkeit und -beschleunigung beim dynamischen Sinuslenken mit mittlerer Frequenz.

4.2 Mathematische Formulierung der Optimierungsaufgabe

In der Optimierung des Fahrverhaltens ist in der Regel, kein einzelnes Ziel zu verfolgen, sondern es müssen diverse sich widersprechende Anforderungen gleichzeitig betrachtet werden. Solch eine praxisnahe Fragestellung kann mithilfe der Definition von Optimierungsaufgaben mathematisch dargestellt werden. Dies kann beispielsweise dadurch erfolgen, dass in einer einzelnen Funktion (Zielfunktion) die Optimierungs- oder Gütekriterien definiert werden und die verbleibenden Anforderungen als Nebenbedingungen (Restriktionen) formuliert werden.

4.2.1 Zielfunktion

Für Mehrkörpersysteme ist die folgende allgemeine Form der Zielfunktion

$$\psi(t^1, \mathbf{y}, \mathbf{z}, \dot{\mathbf{z}}, \mathbf{p}) := G^1(t^1, \mathbf{y}^1, \mathbf{z}^1, \mathbf{p}) + \int_{t^0}^{t^1} F(t, \mathbf{y}, \mathbf{z}, \dot{\mathbf{z}}, \mathbf{p}, t)\, dt \tag{4.1}$$

zu minimieren [Bes12].

Dabei ist die Endzeit t^1, die durch eine implizite Nebenbedingung bezüglich des Endzustands $\mathbf{y}^1 := \mathbf{y}(t^1)$, $\mathbf{z}^1 := \mathbf{z}(t^1)$ festgelegt ist:

$$t^1 : H^1(t^1, \mathbf{y}^1, \mathbf{z}^1, \mathbf{p}) = 0, \quad \dot{H}^1 := \frac{dH^1}{dt^1} = \frac{\partial H^1}{\partial y_i^1}\dot{\mathbf{y}}_i^1 + \frac{\partial H^1}{\partial z_i^1}\dot{\mathbf{z}}_i^1 + \frac{\partial H^1}{\partial t^1} \neq 0. \tag{4.2}$$

Das dynamische Verhalten des Mehrkörpersystems wird durch die Funktion F in dem Zeitintervall $[t^0, t^1]$ beschrieben, wozu die Lagen $\mathbf{y}$, Geschwindigkeiten $\mathbf{z}$, Beschleunigungen $\dot{\mathbf{z}}$ und Entwurfsvariablen $\mathbf{p}$ implizit herangezogen werden. Dabei repräsentiert die Funktion G^1 den Endzustand des Systems und t_1 die Endzeit.

In vielen Fällen ist es sinnvoll die Endzeit t^1 in Gleichung 4.2 zur Beschreibung des Endzustands explizit darzustellen, wobei H^1 den Endzustand beschreibt. Diese Darstellung erleichtert die Bewertung und Optimierung des Fahrverhaltens, dessen Bewertungsgrößen in Zeitschrieben stehen. Zur eindeutigen Bestimmung der Endzeit t^1 ist es zwingend nötig, dass die totale Ableitung des Endzustands H^1 nicht verschwindet, nämlich $\dot{H}^1 \neq 0$. Ein Gütekriterium in dieser Form kann man als eine ausschließlich von den Entwurfsvariablen $\mathbf{p}$ abhängige Funktion darstellen.

Die meisten Bewertungsgrößen mögen im Allgemeinen diese Form besetzen. Während die Bewertungsgröße, beispielsweise GV, in Gleichung 2.18 unmittelbar in dieser Form dargestellt ist, können die Bewertungsgrößen EG in 2.20 und SG in 2.23 auch in diese Form transformiert werden, obwohl statt der Zeit die Radialbeschleunigung die unabhängige Variable ist. Dies erfolgt durch eine Transformation der Radialbeschleunigung in die Zeit bei der stationären Kreisfahrt.

Eine andere Form der Zielfunktion in Form von

$$\psi^1(\mathbf{p}) := G^1(t^1, \mathbf{y}^1, \mathbf{z}^1, \mathbf{p}) \tag{4.3}$$

bewertet ausschließlich den Endzustand G^1 oder die Endzeit t^1 eines dynamischen Systems, wobei sich die Endzeit auch explizit durch Gleichung 4.2 bestimmen lässt.

Diese Form ist in der praktischen Anwendung verbreitet, da bei vielen Szenarien der End- bzw. Zwischenzustand von großem Interesse ist. Beispielsweise soll die Endzeit

$$\psi_{Slalom} = t^1 \tag{4.4}$$

bei Slalomstrecken minimiert werden. Andererseits soll die Giergeschwindigkeit $\dot{\psi}^1$ am Ende des Manövers LWS einen vorgegebenen Sollwert $\dot{\psi}_{Soll}$ möglichst erreichen

$$\psi_{LWS} = ||\dot{\psi}^1(y^1, z^1, t^1) - \dot{\psi}_{Soll}||. \tag{4.5}$$

4.2.2 Nebenbedingungen

Die Nebenbedingungen der Optimierungsaufgabe lassen sich allgemein als Gleichungen oder Ungleichungen formulieren, welche ineinander transformiert werden können. Jede nichtredundante Gleichungsnebenbedingung verringert die Dimension des Entwurfsraum um Eins, während Ungleichungsnebenbedingungen diesen Raum tatsächlich nur dimensionserhaltend verkleinern [EB94]. Dies ist allerdings ein gebräuchliches Verfahren, die Systemanforderungen zu behandeln. Die Theorie der multikriteriellen Optimierung bzw. Vektoroptimierung bietet formale Methoden, um Lösungen zwischen sich widersprechenden Anforderungen zu finden [Mie12]. Die Gleichungs- und Ungleichungsnebenbedingungen können je nach ihren mathematischen Eigenschaften weiter in explizite und funktionale Formen unterteilt werden.

Explizite Nebenbedingungen

In diesem Fall hängen die Nebenbedingungen nicht von den Zustandsgrößen, sondern ausschließlich explizit von den Entwurfsparametern ab. Jeder einzelne Entwurfsparameter in einem h-dimensionalen Entwurfsparameterbereich wird durch eine untere (u) und eine obere (o) Grenze abgegrenzt

$$\mathbf{p}^u \leq \mathbf{p} \leq \mathbf{p}^o, \quad \mathbf{p} \in \mathbb{R}^h \tag{4.6}$$

[Sch05].

Dies können zum einen konstruktiv vorgegebene zulässige Wertebereiche sein, beispielsweise die Anlenkpunkte der Radaufhängung, welche sich in dem vorgegebenen Rad- und Aggregateraum variieren lassen. Zum andern können die Nebenbedingungen auch Werte im Sinne der physikalischen Interpretierbarkeit eines dynamischen Systems sein. Beispiele sind die Steifigkeit der Radaufhängung und das Dämpfungsmaß, welche nicht beliebig, sondern nur im Rahmen eines realistischen und physikalisch nachvollziehbaren Wertebereichs verändert werden dürfen.

Darüber Hinaus kann gefordert werden, dass die Entwurfsvariablen in bestimmten Verhältnissen stehen sollen oder gewisse Verhältnisse nicht unter- oder überschreiten, was in Form von Gleichungen und Ungleichungen

$$\varphi(\mathbf{p}) = 0 \tag{4.7}$$

und

$$\varphi(\mathbf{p}) \leq 0 \tag{4.8}$$

formuliert werden kann. Gleichung 4.6 kann praktisch den Nebenbedingungen in Form von Gleichung 4.8 zugeordnet werden. Aufgrund der Effizienz lassen sie sich in den meisten Optimierungsprogrammen separat behandeln.

Funktionale Nebenbedingungen

Die funktionalen Nebenbedingungen werden so verstanden, dass sie nicht nur explizit von den Entwurfsvariablen, sondern auch von den Zustandsgrößen und gegebenenfalls ihren Ableitungen abhängig sind. Die Zielfunktion eines dynamischen Systems in einem Zeitintervall $[t^0, t^1]$ kann in Form von Gleichungsbedingungen

$$\psi := G^1(t^1, \mathbf{y}^1, \mathbf{z}^1, \mathbf{p}) + \int_{t^0}^{t^1} F(t, \mathbf{y}, \mathbf{z}, \dot{\mathbf{z}}, \mathbf{p}, t)\ dt = 0 \tag{4.9}$$

oder von Ungleichungsbedingungen

$$\psi := G^1(t^1, \mathbf{y}^1, \mathbf{z}^1, \mathbf{p}) + \int_{t^0}^{t^1} F(t, \mathbf{y}, \mathbf{z}, \dot{\mathbf{z}}, \mathbf{p}, t)\ dt \leq 0 \tag{4.10}$$

ausgedrückt werden. Die Endzeit t^1 lässt sich durch Gleichung 4.2 bestimmen.

Mithilfe von funktionalen Nebenbedingungen können einige Entwurfsanforderungen als Nebenbedingungen formuliert werden, sodass mehrere Aspekte einer Optimierungsaufgabe gleichzeitig berücksichtigt werden können.

Am Wichtigsten bei der Formulierung von Nebenbedingungen ist, dass sie konsistent sein müssen. Ansonsten ist der zulässige Entwurfsraum leer, sodass keine Optimierung durchgeführt werden kann [Bes12].

4.3 Multikriterielle Optimierung

Es ist nicht immer zweckmäßig, für die Anforderungen des Fahrverhaltens, wie früher erwähnt, auf ein einzelnes Bewertungskriterium zurückzugreifen und die übrigen Bewertungskriterien als Nebenbedingungen festzulegen. In den meisten Fällen scheint es natürlicher, zunächst alle Zielfunktionen als Optimierungskriterien gleichwertig zu behandeln [Bes12].

Die gleichzeitige Behandlung der Optimierung von mehreren Bewertungskriterien wird als multikriterielle Optimierung, Mehrkriterien-, Vektor- oder Pareto-Optimierung bezeichnet [Har08]. Es wird ein h-dimensionaler Vektor der Entwurfsvariablen $\mathbf{p}^*$ gesucht, der gegebenen Gleichungs- und Ungleichungsnebenbedingungen erfüllt und gleichzeitig eine Vektorfunktion $\mathbf{f}(\mathbf{p})$, $\mathbf{f} : \mathbb{R}^h \to \mathbb{R}^n$, minimiert. Die verallgemeinerte Formulierung einer multikriteriellen Optimierung ist

$$\min_{\mathbf{p}\in\mathcal{P}} \mathbf{f}(\mathbf{p}) \tag{4.11}$$

mit

$$\mathcal{P} = \left\{\mathbf{p} \in \mathbb{R}^h | \mathbf{g}(\mathbf{p}) = \mathbf{0}, \mathbf{h}(\mathbf{p}) \leq \mathbf{0}, \mathbf{p}^u \leq \mathbf{p} \leq \mathbf{p}^o, :\mathbb{R}^h \to \mathbb{R}^l, h : \mathbb{R}^h \to \mathbb{R}^m\right\}. \tag{4.12}$$

Die Gleichungs- und Ungleichungsbedingungen, sowie die unteren und oberen Grenzen definieren den zulässigen Bereich $\mathcal{P}$ im Entwurfsraum.

Bei der multikriteriellen Optimierung lässt sich nur in Sonderfällen ein zulässiger Punkt $\mathbf{p}^*$ finden, der bei der vektoriellen Funktionen $\mathbf{f}_i(\mathbf{p})$ im Entwurfsraum $\mathcal{P}$ gleichzeitig alle Bewertungskriterien minimiert. Ein Punkt, der einige Kriterien minimiert, vergrößert häufig hingegen die Werte anderer Kriterien. Ein Vektorkriterium definiert damit eine völlig andere Ordnungsstruktur auf dem zulässigen Entwurfsraum als ein skalares Gütekriterium [Bes12].

Bevor eine Definition des Vektorminimums angegeben wird, ist es notwendig, mögliche Ordnungsstrukturen in den Vektorräumen zu betrachten. Dies führt dann zu einem für die multikriterielle Optimierung anwendbaren Optimalitätsbegriff.

4.3.1 Ordnungsstruktur und Optimalitätsbegriff im Vektorraum

Um Ordnungsstrukturen in Vektorräumen zu verstehen, ist es zweckmäßig, das Vektorkriterium als Abbildung des zulässigen Bereichs im Entwurfsraum auf den Kriterienraum vorzusehen, d.h. $\mathbf{f} : \mathcal{P} \to \mathcal{F} \subset \mathbb{R}^n$. Die Menge $\mathcal{F} = \{\mathbf{f}(\mathbf{p}), \mathbf{p} \in \mathcal{P}\}$ bezeichnet den Wertebereich des Vektorkriteriums und ist damit die Menge erreichbarer Punkte im Kriterienraum. In Abbildung 4.1 ist dies für einen zweidimensionalen Fall für $\mathbf{p} \in \mathbb{R}^2$ und $\mathbf{f} \in \mathbb{R}^2$ dargestellt.

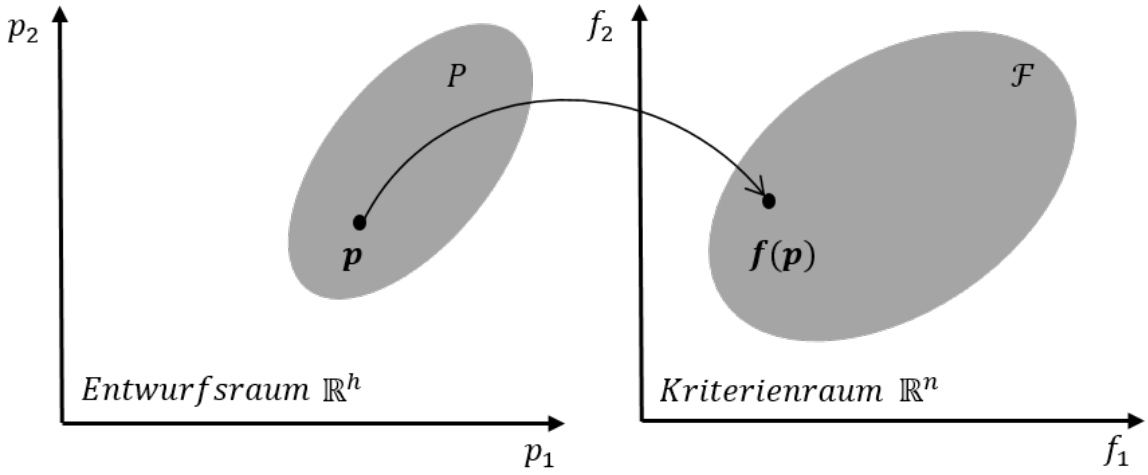

Abbildung 4.1: Abbildung des Entwurfsraums $\mathbb{R}^h$ auf den Kriterienraum $\mathbb{R}^n$

In der multikriteriellen Optimierung wird am häufigsten die natürliche Ordnung auf der Menge $\mathbb{R}^n$ als Ordnungsrelation verwendet. Es ergeben sich die vier folgenden Relationen $\leq$, $<$, $=$ und $<<$ [EB94]:

$$\mathbf{f}(\mathbf{p}_1) \leq \mathbf{f}(\mathbf{p}_2) \Leftrightarrow f_r(\mathbf{p}_1) \leq f_r(\mathbf{p}_2) \quad \forall r \in \{1, ..., n\}\,, \tag{4.13}$$

$$\mathbf{f}(\mathbf{p}_1) = \mathbf{f}(\mathbf{p}_2) \Leftrightarrow f_r(\mathbf{p}_1) = f_r(\mathbf{p}_2) \quad \forall r \in \{1, ..., n\}\,, \tag{4.14}$$

$$\mathbf{f}(\mathbf{p}_1) << \mathbf{f}(\mathbf{p}_2) \Leftrightarrow f_r(\mathbf{p}_1) < f_r(\mathbf{p}_2) \quad \forall r \in \{1, ..., n\}\,, \tag{4.15}$$

$$\mathbf{f}(\mathbf{p}_1) < \mathbf{f}(\mathbf{p}_2) \Leftrightarrow \mathbf{f}(\mathbf{p}_1) \leq \mathbf{f}(\mathbf{p}_2) \cap \mathbf{f}(\mathbf{p}_1) \neq \mathbf{f}(\mathbf{p}_2). \tag{4.16}$$

Die Relationen $\leq$, $<$, $=$ und $<<$ auf der linken Seite sind neu eingeführt und definieren Beziehungen zwischen Vektoren, während die Relationen $\leq$, $<$ und $=$ auf der rechten Seite die gewohnten Relationen zwischen skalaren Größen sind. Die Relation $<$ ist schwächer als $<<$, d.h. die Beziehung $\mathbf{f}(\mathbf{p}_1) << \mathbf{f}(\mathbf{p}_2) \Rightarrow \mathbf{f}(\mathbf{p}_1) < \mathbf{f}(\mathbf{p}_2)$ ist immer

gültig. Wegen der Äquivalenz 4.16 genügen drei von den vier Relationen, d.h. $\leq$, $=$, $<<$ oder $<$, $=$, $<<$ zu einer vollständigen Beschreibung.

Mit der Relation $<$ in Bezug auf ein Element $\mathbf{f}_A = \mathbf{f}(\mathbf{p}_A)$ lässt sich die Menge $\mathcal{F}$ z.B. in drei nicht zusammenhängenden Teilmengen

$\mathcal{F} = \mathcal{F}_1 \cup \mathcal{F}_2 \cup \mathcal{F}_3$,

$\mathcal{F}_1 = \left\{ \mathbf{f} \in \mathcal{F} \mid \mathbf{f} < \mathbf{f}_A \right\}$,

$\mathcal{F}_2 = \left\{ \mathbf{f} \in \mathcal{F} \mid \mathbf{f}_A < \mathbf{f} \right\}$,

$\mathcal{F}_3 = \left\{ \mathbf{f} \in \mathcal{F} \mid \mathbf{f} \notin \mathcal{F}_1,\ \mathbf{f} \notin \mathcal{F}_2 \right\}$ unterteilen. Diese Relationen sind in Abbildung 4.2 anschaulich dargestellt.

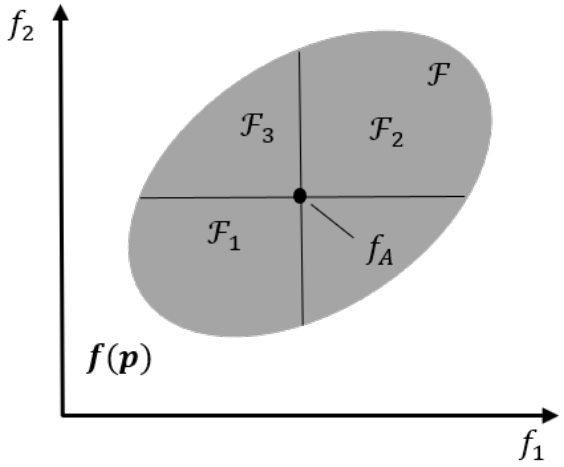

Abbildung 4.2: Unterteilung der Menge $\mathcal{F}$ nach natürlicher Ordnung

Die Elemente der Teilmenge $\mathcal{F}_3$ sind mit dem Referenzelement $\mathbf{f}_A$ nicht unmittelbar vergleichbar, weil einige Komponenten kleiner als die entsprechenden Komponenten von $\mathbf{f}_A$ sind und die anderen größer. Die natürliche Ordnung stellt daher nur eine Teilordnung auf dem Kriterienraum dar. Die Eigenschaft der Teilordnung erlaubt im Allgemeinen keine eindeutige Festlegung eines optimalen Entwurfs, sie gestattet aber den Ausschluss nicht-optimaler Punkte. Es ist offensichtlich, dass man sich im Entscheidungsprozess nicht mit den Entwürfen zufrieden gibt, die noch verbessert werden können, ohne die übrigen Kriterien verschlechtern zu müssen. Das bedeutet, dass ein Entwurf $\mathbf{p}^p \in \mathcal{P}$ nur dann als optimaler Entwurf in Frage kommt, wenn kein zulässiger Entwurf $\mathbf{p} \in \mathcal{P}$ existiert, für den $\mathbf{f}(\mathbf{p}) < \mathbf{f}(\mathbf{p}^p)$ gilt, d.h. die Menge $\mathcal{F}_1$ bezüglich $\mathbf{f}(\mathbf{p}^p)$ muss leer sein. Alle Entwürfe mit dieser Eigenschaft bilden die Menge der so genannten Pareto-optimalen-Entwürfe [Bes12] und [Par19]:

$$\mathcal{P}^p = \left\{ \mathbf{p}^p \in \mathcal{P} | \nexists \mathbf{p} \in \mathcal{P} : \mathbf{f}(\mathbf{p}) < \mathbf{f}(\mathbf{p}^p) \right\}. \tag{4.17}$$

Die Bildungspunkte $\mathbf{p}(\mathbf{p}^p)$ der Pareto-optimalen Entwürfe liegen im Allgemeinen auf den Rand des Kriterienraums und bilden die Menge der sogenannten minimalen Vektoren $\mathcal{F}^p$.

Neben der natürlichen Ordnung sind noch andere Ordnungen möglich, wie beispielsweise die lexikographische Ordnung, die eine Totalordnung auf dem Kriterienraum definiert. Dabei werden die Komponenten des Kriterienvektors zunächst nach ihrer Wichtigkeit in eine Rangfolge gebracht. Sind dann zwei Entwürfe bezüglich des neuen Kriteriums gleichwertig, wird das Kriterium der nächsten Rangstufe betrachtet. Dieses Vorgehen wird solange fortgesetzt, bis sich die Entwürfe in einem Kriterium unterscheiden oder alle Rangstufen durchlaufen sind. Wird eine lexikographische Ordnung mit Priorisierung des Kriteriums f_1 in Abbildung 4.3 zugrunde gelegt, so ergibt sich die Rangfolge $\mathbf{f}_A$, $\mathbf{f}_B$, $\mathbf{f}_C$, $\mathbf{f}_D$.

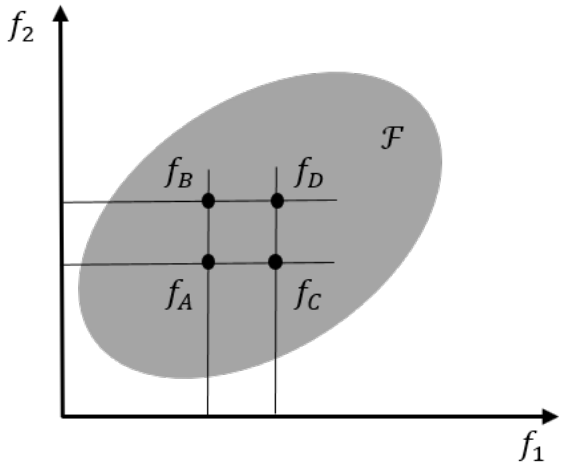

Abbildung 4.3: Vektorvergleich nach lexikographischer Ordnung

4.3.2 Algorithmen der multikriteriellen Optimierung

Im Laufe der letzten Jahrzehnte wurde eine große Zahl von Algorithmen zur Behandlung multikriterieller Optimierungsaufgaben entwickelt. Wegen der aufwändigen Auswertung von Bewertungskriterien sind die Algorithmen, bei denen die Pareto-Mengen vollständig erzeugt werden und unter denen ein optimaler Entwurf mithilfe von zusätzlichen Informationen gesucht wird, für die Optimierung des Fahrverhaltens nicht geeignet. Solche Verfahren wären sinnvoller, bei denen eine multikriterielle Optimierungsaufgabe in skalare Ersatzprobleme übergeführt werden kann. Es wird dabei ein Vektor von Entwurfsvariablen $\mathbf{p}*$ gesucht, der vorgegebene Anforderungen in Form von Gleichungs- und Ungleichungsnebenbedingungen erfüllt sowie eine skalare Zielfunktion $f(\mathbf{p})$, $f : \mathbb{R}^h \to \mathbb{R}$, minimiert:

$$\min_{p \in \mathcal{P}} \Big(\mathbf{f}(\mathbf{p}) \Big) \tag{4.18}$$

mit $\mathcal{P} = \left\{\mathbf{p} \in \mathbb{R}^h | \mathbf{h}(\mathbf{p}) = \mathbf{0}, \mathbf{g}(\mathbf{p}) \leq \mathbf{0}, \mathbf{p}^u \leq \mathbf{p} \leq \mathbf{p}^o, \mathbf{h} : \mathbb{R}^h \to \mathbb{R}^l, \mathbf{g} : \mathbb{R}^h \to \mathbb{R}^m\right\}$.

Die Lösung $\mathbf{p}*$ ist dann der gesuchte optimale Entwurf. Der Wert der Zielfunktion $f(\mathbf{p}*)$ ist das dementsprechende Minimum bzw. Optimum.

In den nachstehenden Abschnitten werden zwei Verfahren eingeführt, nämlich die Skalarisierung und Hierarchisierung, welche den Algorithmen für multikriterielle Optimierung zugrundelegen.

Skalarisierung

Mithilfe von der Skalarisierung lassen sich die Zielfunktionen der originalen multikriteriellen Optimierungsaufgabe zu einer einzelnen Ersatzzielfunktion zusammenfassen, welche meist als Utilityfunktion $u(\mathbf{f}(\mathbf{p}))$ bezeichnet und im Anschluss optimiert wird, siehe Abbildung 4.4.

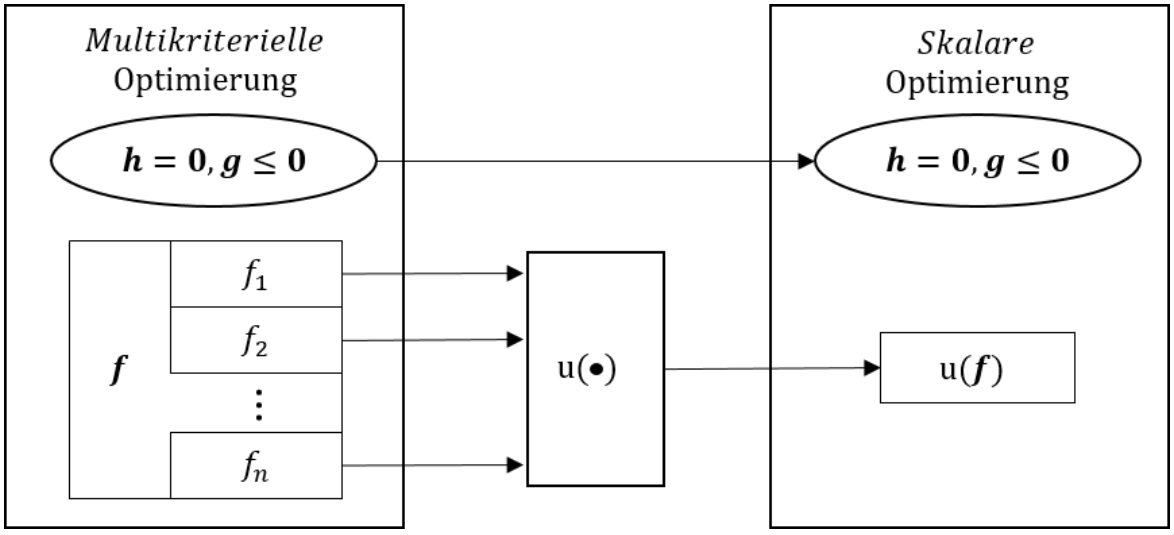

Abbildung 4.4: Skalarisierung

Die Utilityfunktion $u((\mathbf{p}))$ muss in der Lage sein, die Präferenzen der einzelnen Gütekriterien angemessenen widerzuspiegeln. Zum anderen müssen die folgenden Bedingungen erfüllt sein:

$$\mathbf{f}(\mathbf{p}_1) \leq \mathbf{f}(\mathbf{p}_2) \Leftrightarrow u\Big(\mathbf{f}(\mathbf{p}_1)\Big) \leq u\Big(\mathbf{f}(\mathbf{p}_2)\Big),$$

$$\mathbf{f}(\mathbf{p}_1) < \mathbf{f}(\mathbf{p}_2) \Leftrightarrow u\Big(\mathbf{f}(\mathbf{p}_1)\Big) < u\Big(\mathbf{f}(\mathbf{p}_2)\Big),$$

$$\mathbf{f}(\mathbf{p}_1) = \mathbf{f}(\mathbf{p}_2) \Leftrightarrow u\Big(\mathbf{f}(\mathbf{p}_1)\Big) = u\Big(\mathbf{f}(\mathbf{p}_2)\Big).$$

Im nachstehenden Abschnitt werden gebräuchliche Utilityfunktionen vorgestellt. Zur Vereinfachung der Vorstellungen wird ein zweidimensionaler Kriterienraum herangezogen.

1) Zunächst werden die gewichteten Kriterien

$$u\Big(\mathbf{f}(\mathbf{p})\Big) = \sum_{i=1}^{n} \mathbf{w}_i \mathbf{f}_i(\mathbf{p}), \quad \mathbf{w}_i > 0. \tag{4.19}$$

eingesetzt. Eine wichtige Voraussetzung ist es, dass für jedes Gütekriterium ein Gewichtungsfaktor w_i vorgegeben werden muss. Zum anderen müssen die Gewichtungsfaktoren zu $\sum_{i=1}^{n} \mathbf{w}_i = 1$ normiert werden. Im zweidimensionalen Kriterienraum sind die Höhenlinien der Utilityfunktion, auf welcher $u(\mathbf{f}(\mathbf{p})) = konst.$ gilt, als Geraden mit der Steigung $-w_1/w_2$ ausgebildet. Folglich ergibt sich die Lösung $\mathbf{f}(\mathbf{p}*)$ als Berührungspunkt der Höhenlinien mit dem Pareto-optimalen Rand $\mathcal{F}^p$, siehe Abbildung 4.5.

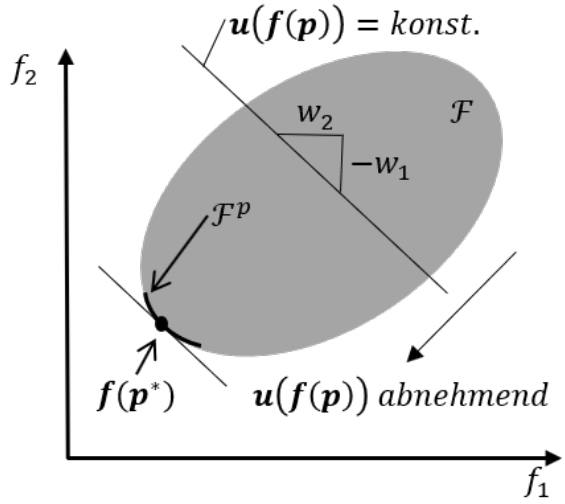

Abbildung 4.5: Methode der gewichteten Kriterien

Unabhängig davon, wie die Gewichtungsfaktoren gewählt werden, lassen sich ausschließlich Pareto-optimale Entwürfe mithilfe dieser Methode gewinnen. Es kann durchaus vorkommen, dass nicht alle Pareto-optimalen Entwürfe dadurch erreicht werden. Für nicht-konvergierte Kriterienräume, bei denen nicht zwangsweise lokale Minima auftreten müssen, kann übrigens nicht gewährleistet werden, dass sich eindeutige Entwürfe ermitteln lassen [EB94].

2) Unter anderem kommen die Abstandmethoden

$$u\Big(\mathbf{f}(\mathbf{p})\Big) = \left(\sum_{i=1}^{n} \left| f_i(\mathbf{p}) - \hat{f}_i \right|^{\rho}\right)^{1/\rho}, 1 \leq \rho \leq \infty \tag{4.20}$$

zum Einsatz, wobei ein Referenzpunkt $\hat{\mathbf{f}}$ vorgegeben wird. Der Abstand des jeweiligen Punkts zu dem Referenzpunkt wird minimiert. Dabei werden alle Kriterien gleichmäßig berücksichtigt. Die Einstellungsgröße ρ kann abgesehen von $\rho \geq 1$ beliebig gewählt werden. Bei $\rho = 2$ wird die Euklidische Norm als Abstandmaß minimiert, siehe Abbildung 4.6. Mithilfe von der Chebychev-Norm $\rho \to \infty$ kann diese Methode in eine sogenannte Min-Max-Methode überführt werden [Bes12].

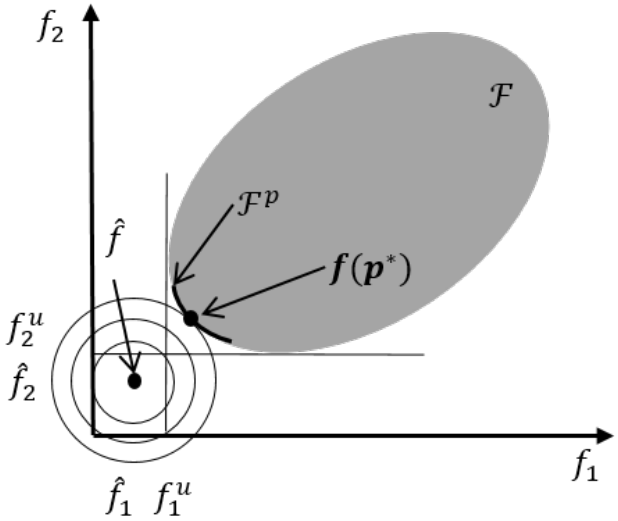

Abbildung 4.6: Abstandmethode für $\rho = 2$

Der Referenzpunkt $\hat{\mathbf{f}}$ muss im Vorfeld bereitgestellt werden. Wenn der Punkt nicht gut genug gewählt wird, können keine Pareto-optimalen Entwürfe erreicht werden [EB94]. Selbst wenn der Referenzpunkt $\hat{\mathbf{f}}$ die Eigenschaft des utopischen Punkts $\hat{\mathbf{f}} \leq \mathbf{f}^u$ trifft, können die Pareto-optimalen Entwürfe erhalten werden. Angefangen wird mit einem Referenzpunkt, der die optimalen Entwürfe ohne aufwändige Arbeiten finden kann. Bei einer nichtlinearen Optimierung ist allerdings die Festlegung des utopischen Punkts $\mathbf{f}^u$ durch die skalare Optimierung der einzelnen Gütekriterien sehr aufwändig. Wenn ein Zielpunkt $\hat{\mathbf{f}}$ im Kriterienraum zur Verfügung steht, können aufwändige Arbeiten zur Bestimmung des utopischen Punkts vermieden werden.

Unter Anwendung der auf Skalarisierung basierten Methoden ist es nicht trivial, die Gewichtungsfaktoren w_i sowie die Einstellungsgrößen wie $\hat{\mathbf{f}}$ und ρ sinnvollerweise vorzugeben. Es liegt an der Eigenschaft der meisten multikriteriellen Optimierungsaufgaben, deren Kriterien aus physikalischer Herkunft zusammengeführt werden müssen sowie an den unterschiedlichen Wertebereichen und Variationsbereichen.

Hierarchisierung

Das zweite Verfahren ist die Hierarchisierung. Statt die multikriteriellen Optimierungsaufgaben in eine einzelne skalare Optimierung zu überführen, wird die Optimierungsaufgabe durch Hierarchisierung in eine Reihe von skalaren Einzelproblemen transformiert, welche sukzessiv gelöst werden. Die Transformierung erfolgt durch Sortierung und Einordnung der Zielfunktionen nach ihrer Wichtigkeit bzw. Priorität. Wenn die Transformierung erfolgreich stattgefunden hat, kann der in Abbildung 4.7 veranschaulichte rekursive Optimierungsprozess zum Einsatz kommen.

Im ersten Schritt wird das wichtigste Kriterium ohne Berücksichtigung der anderen Kriterien minimiert. Das resultierende Minimum $\hat{f}$ dient als Referenz zur Festlegung

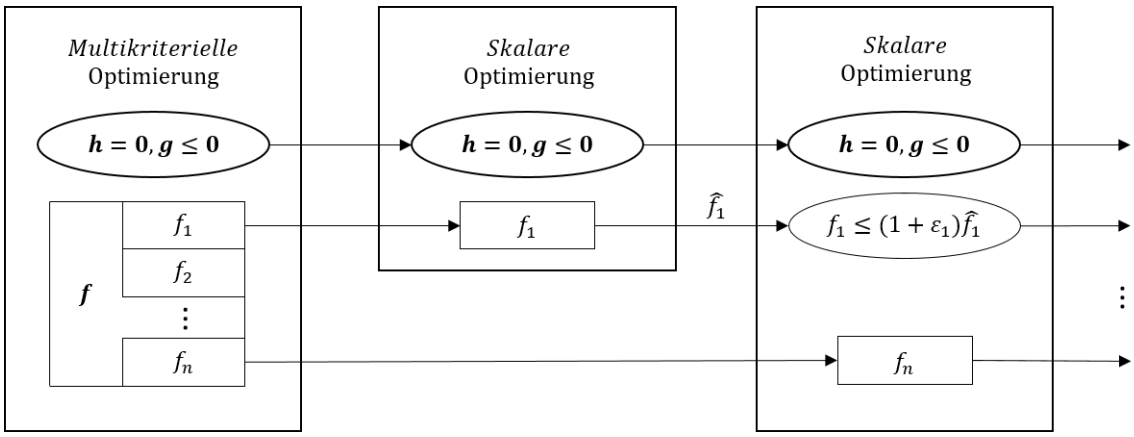

Abbildung 4.7: Hierarchisierung

einer Nebenbedingung beispielsweise $f_1 \leq (1 + \varepsilon_1)\hat{f}$ mit $\varepsilon_1 \geq 0$, welche den Entwurfsvariablenbereich des nachfolgenden Optimierungsprozesses einschränkt. Dieser sukzessive Prozess wird solange fortgesetzt, bis alle Hierarchieebenen durchgelaufen sind bzw. das erwünschte Optimierungsziel erreicht wurde. Diese Methode hat in der industriellen Anwendung große Bedeutung.

Zur Optimierung des Fahrverhaltens kann das erwünschte Ziel in vielen Fällen schon auf der ersten Hierarchieebene erreicht werden, nämlich nach einem sukzessiven Prozess [Yu05]. Die Kriterien auf allen weiteren Ebenen können komplett weggelassen werden. Unter Berücksichtigung der Kriterien auf niedrigen Hierarchieebenen müssen über die Abschwächungsfaktoren $\varepsilon_1 > 0$ zusätzliche Freiheiten bei den Einschränkungen des Parameterwertebereichs eingeführt werden. Ein hierarchischer Optimierungsprozess mit zusätzlichen Freiheiten verläuft wie folgt

$$\hat{f}_i = \min_{p \in \mathcal{P}^{i-1}} f_1(\mathbf{p}), i = 1, ..., n \tag{4.21}$$

mit

$$\mathcal{P}^i = \left\{ \mathbf{p} \in \mathcal{P}^{i-1} | f_i(\mathbf{p}) \leq (1 + \varepsilon_i) \right\}$$
$$\mathcal{P}^0 = \mathcal{P}.$$

In Abbildung 4.8 wird eine Optimierung mit zwei Kriterien, also zwei Hierarchieebenen, veranschaulicht. Dabei wird im ersten Schritt das erste Kriterium minimiert. Anschließend kommt das zweite dran.

Die Einteilung in Hierarchieebenen ist für die hierarchische Optimierung eine wichtige Voraussetzung. Die Abschwächungsfaktoren ε_i, welche Verbesserungen der nachgeordneten Kriterien ermöglichen, können während der Optimierung prozentual oder auch als absolute Größen vorgegeben werden. Durch die Einführung der Abschwächungen der Nebenbedingungen wird die vorab festgelegte lexikographische Ordnungsstruktur teilweise wieder aufgebrochen.

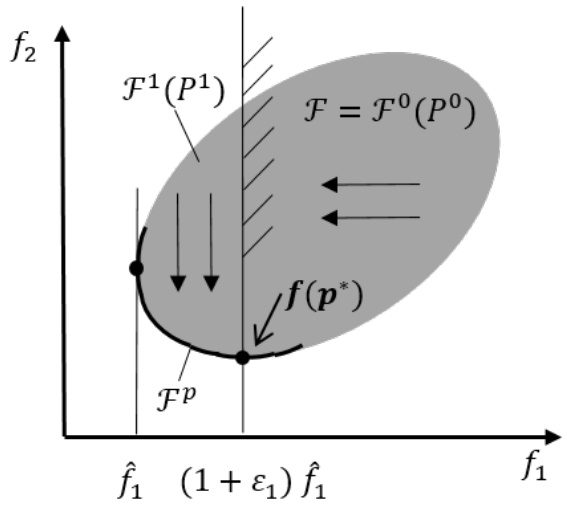

Abbildung 4.8: Hierarchische Optimierung

Zieloptimierung

Im Entwicklungsprozess von Fahrzeugen stehen die Anforderungen an das System im Lastenheft, welche das Endprodukt letztendlich erfüllen muss. Im Kontext der Entwicklung von Fahrzeugen sind viele Anforderungen davon bereits im Vorfeld als quantifizierte Kennwerte vorgegeben. Jedes Kriterium f_i muss das vordefinierte Ziel $\bar{f}_i$ erreichen. Grundsätzlich steht der erwünschte Charakter des Fahrzeugs in Form einer Reihe von vorgegebenen Kennwerten zur Verfügung. Aus diesen Gedanken resultiert die Zieloptimierung. Für jedes Kriterium a_i können die Abweichungsfunktionen d^+ und d^- wie folgt formuliert werden:

$$d^+(\mathbf{p}) = \begin{cases} f_i(\mathbf{p}) - \bar{f}_i, & \text{für} \quad f_i(\mathbf{p}) \geq \bar{f}_i \\ 0, & \text{für} \quad f_i(\mathbf{p}) < \bar{f}_i \end{cases} \tag{4.22}$$

$$d^-(\mathbf{p}) = \begin{cases} 0, & \text{für} \quad f_i(\mathbf{p}) \geq \bar{f}_i \\ \bar{f}_i - f_i(\mathbf{p}), & \text{für} \quad f_i(\mathbf{p}) < \bar{f}_i. \end{cases} \tag{4.23}$$

Mithilfe von d^+ und d^- kann jedes einzelnes Bewertungskriterium $a_i(d^+, d^-)$ definiert werden. Beispielsweise kann ein Minimierungsproblem in Form von

$$a_i(d_i^+, d_i^-) = d_i^+ \tag{4.24}$$

formuliert werden.

Die Vektorfunktion $\mathbf{f}$ wird deswegen in Bewertungskriterien $\mathbf{a}$ transformiert, welche mithilfe von Hierarchisierung optimiert werden. Werden die Bewertungskriterien nach Wichtigkeit sortiert und die hierarchische Optimierung anwendet, kann das ursprüngliche Optimierungsproblem wie folgt ausgedrückt werden:

$$\hat{a}_i = \min_{p \in \mathcal{P}^{i-1}} a_1(\mathbf{p}), 0 = 1, ..., n \tag{4.25}$$

mit

$$\mathcal{P} = \left\{ \mathbf{p} \in \mathcal{P}^{i-1} | a_i(\mathbf{p} = \hat{a}_i) \right\},$$
$$\mathcal{P}^0 = \mathcal{P}.$$

Die zulässigen Entwurfsvariablen werden in jedem sukzessiven Schritt weiter eingeschränkt. Das erreichte Optimum kann in weiteren Rekursionen nicht mehr verbessert werden. In Abbildung 4.9 wird dies veranschaulicht. Im ersten Schritt wird das Bewertungskriterium $a_1 = d_1^+$ und anschließend das zweite Bewertungskriterium $a_2 = d_2^+$ unter der Nebenbedingung $a_1 = \hat{a}_1$ optimiert.

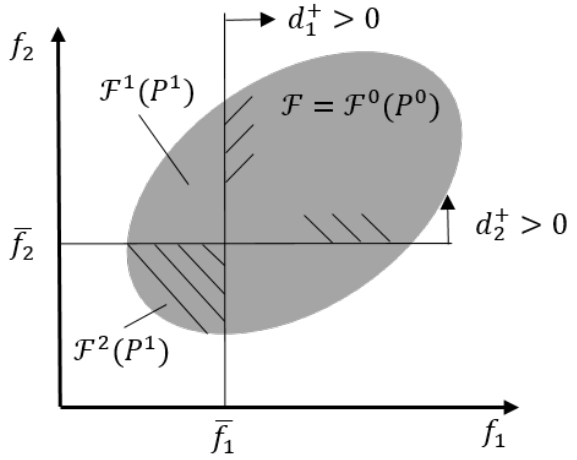

Abbildung 4.9: Zieloptimierung

Jeder Entwurf im Unterraum $\mathcal{F}^2$ wird von der Zieloptimierung als Minimierer aufgenommen, auch wenn er nicht ausschließlich ein Pareto-optimaler Punkt ist. Dies ist genau die Bedeutung der Zieloptimierung und darf deshalb nicht als Mangel des Verfahrens angesehen werden.

Mischung zwischen Skalarisierung und Hierarchisierung

In vielen Fällen ist es nicht erwünscht, dass jedes einzelne Kriterium auf eine Hierarchieebene gelegt wird. Eine Mischung aus Skalarisierung und Hierarchisierung ermöglicht eine natürliche Lösung, wobei die Einordnung mehrerer Kriterien auf eine Hierarchieebene durch zusätzliche Skalarisierung zugelassen wird. Die l-te Hierarchieebene wird über eine einzelne Utilityfunktion

$$u_l = \sum_{j \in \mathcal{P}^l \subset \left\{1,\ldots,n\right\}} w_j f_j, \quad w_j > 0 \tag{4.26}$$

mehrfach belegt, wobei die Gewichte w_j sinnvoll zu wählen sind.

Durch die Mischung von Skalarisierung mit Hierarchisierung kann eine multikriterielle Optimierungsaufgabe auf ein einzelnes skalares Optimierungsproblem oder eine Reihe von skalaren Optimierungsproblemen reduziert werden. Dieses Prinzip ermöglicht den Einsatz von ausgereiften skalaren Optimierungsverfahren bei multikriteriellen Optimierungsproblemen.

Die Skalarisierung der Vektorfunktion, die Aufrufe mehrerer Optimierungsschleifen und die Verwendung genetischer Algorithmen erfordern deutlich mehr Evaluationen als es bei einer monokriteriellen Optimierung der Fall ist [MA04].

Die erfolgreiche Verwendung der oben erwähnten Methoden setzt strenge Randbedingungen voraus. Dazu gehört beispielsweise Differenzierbarkeit und Konvexität. Unter anderem wird dadurch auch nicht sichergestellt, dass immer ein globales Optimum gefunden werden kann. Eine andere Möglichkeit zur Behandlung einer multikriteriellen Optimierungsaufgabe bzw. Suche nach dem globalem Optimum bilden die stochastischen Optimierungsverfahren.

4.4 Optimierungsverfahren

Unter einem iterativen Prozess zur Lösung einer Optimierungsaufgabe werden Optimierungsverfahren und Optimierungsalgorithmen verstanden. Dazu wurden angesichts der Komplexität und Vielfältigkeit eine große Menge an Optimierungsverfahren weltweit entwickelt [Sch05]. Die Gesamtheit der Verfahren lässt sich grundsätzlich in deterministische, stochastische und hybride Optimierungsverfahren einteilen.

4.4.1 deterministische Optimierungsverfahren

Die bei deterministischen Verfahren eingesetzten Algorithmen basieren in der Regel auf einem strikten mathematischen Ablauf, wobei ausschließlich definierte und reproduzierbare Zustände geliefert werden. Aus diesem Grund wird diese Art von Verfahren als mathematische Optimierung oder Programmierung bezeichnet, welche eher als Planung oder Ablauf zu verstehen ist [BC19].

Ein wesentlicher Bestandteil von deterministischen Verfahren ist die Approximation der Zielfunktionen und gegebenenfalls der Nebenbedingungen sowie deren Gradienten, wobei die Konvexität einer Optimierungsaufgabe vorausgesetzt wird. Da in vielen Fällen die Zielfunktionen und deren Konvexität im Vorfeld nicht erkennbar sind, lässt sich nicht sicherstellen, dass das globale Optimum dadurch gefunden wird [Cav12], [Sch05].

4.4.2 stochastische Optimierungsverfahren

Im Gegensatz zu den deterministischen Optimierungsverfahren, mit denen lokale Optima effizient gefunden werden können, bieten stochastische Optimierungsverfahren eine hohe Wahrscheinlichkeit, das globale Optimum einer Optimierungsaufgabe zu finden. Aufgrund des implementierten Zufallsgenerators sind die stochastischen Verfahren in der Lage, lokale Optima zu überspringen und das globale Optimum zu finden. Aus diesem Grund werden diese Verfahren als globale Verfahren bezeichnet, die in der Praxis breite Anwendung gefunden werden [Cav12], [Sch05].

Die Algorithmen der stochastischen Optimierungsverfahren basieren auf natürlicher genetische Logik, wobei keine mathematische Formulierung der Suchrichtung und keine eindimensionale Optimierung aufgerufen werden. Deswegen ist die Konvexität einer Optimierungsaufgabe keine Voraussetzung. Bei den mathematischen Optimierungen (deterministischen Optimierungsverfahren) wird der Begriff von Suchstrategien anstelle von Optimierungsalgorithmen verwendet, insbesondere wenn die Auswirkung der einzelnen Entwurfsvariablen nicht analytisch ermittelt werden kann. Die stochastischen Optimierungsverfahren weisen deutliche Vorteile im Vergleich zu den deterministischen Verfahren auf.

Wegen der zufällig generierten Entwurfsvariablen sind die stochastischen Verfahren mit einer hohen Anzahl an Optimierungsabläufen und dadurch resultierenden hohen Rechenzeiten verbunden. Im Gegensatz zu den effizienteren deterministischen Verfahren ist die Anzahl der benötigten Iterationen oft um einen Faktor 100 größer, sodass riesige Rechenzeiten entstehen.

stochastische Algorithmen

Ein große Anzahl an diversen stochastischen Algorithmen steht für spezielle Probleme zur Verfügung. In der Produktentwicklung habe sich vor allem evolutionäre Algorithmen (EA) und Genetische Algorithmen (GA) etabliert.

EA sind die wichtigste Gruppe der stochastischen Optimierungsverfahren. Sie beruhen sich auf Analogien mit der genetischen Evolution und entsprechen einer genetisch inspirierten Programmierung. Im Optimierungsprozess wird ein Wettbewerb mit den am besten an die Umgebung angepassten Individuen nachgebildet (survival of the fittest). Die individuelle Eigenschaft wird als eine Art Gen charakterisiert.

Je nach problemspezifischen Optimierungsaufgaben steht große Menge von unterschiedlichen evolutionären und genetischen Algorithmen zur Verfügung. Trotz großer Vielzahl der EA lassen sich die Funktionsweise und grundlegende Struktur zur Erzeugung der besten Individuen, wie in der Abbildung 4.10 veranschaulicht, finden. Eine detaillierte Beschreibung des Ablaufs findet hier nicht statt, sondern ist aus der Literatur zu entnehmen, z.B. [Poh13].

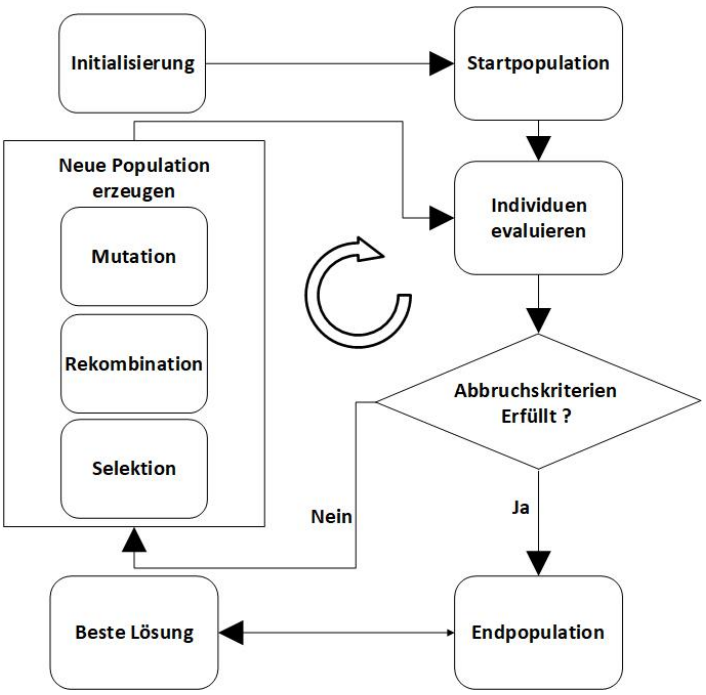

Abbildung 4.10: Genereller Ablaufdiagramm eines evolutionären Algorithmus [Poh13]

Die Ausgangsbasis bildet in der Regel eine zufällig erzeugte Startpopulation für die Entwurfsvariablen, deren Individuen zunächst auf Basis der Zielfunktion evaluiert werden. Jedes Individuum ist eine Variante der Optimierung. Nach Prüfung der Abbruchkriterien erfolgt die Erzeugung einer neuen Population aus der Startpopulation. Dabei werden diverse evolutionäre Operatoren eingesetzt beispielsweise Selektion, Rekombination und Mutation. Da die Individuen der erzeugten Population den Nachkommen der vorherigen Population entsprechen, werden die unterschiedlichen Populationen Generationen genannt. Nach der Erzeugung einer Generation werden die Individuen der Generation evaluiert. Dieser iterative Prozess wird solange fortgesetzt, bis die Abbruchkriterien erfüllt werden. Dann wird der Optimierungsprozess beendet. Nachkommend lassen sich die besten Individuen durch Anwenden der Zielfunktionen auswählen. Eine genaue Beschreibung der Funktionsweise ist [Poh13], [GKK13] zu entnehmen.

EA und GA kommen vor allem zur Lösung komplexer Optimierungsprobleme zum Einsatz, bei unstetigen bzw. zerklüfteten Zielfunktionen sowie für kombinatorische oder diskrete Optimierungsprobleme [Har08]. Insbesondere GA verwenden die gesamte Population an Lösungen, sodass eine hohe Wahrscheinlichkeit sichergestellt wird, das globale Optimum zu finden und lokale Optima zu überspringen. Wegen dieser Charakter eigenen sich GA neben der klassischen Parameteroptimierung auch zur Unterstützung der Konzeptentwicklung in den frühen Entwicklungsphase der Produktentwicklung.

Eine letzte Gruppe von stochastischen Optimierungsverfahren bilden die Monte Carlo Verfahren. Dabei werden die Zielwerte der Entwurfsvariablen mit dem Zufallsgenerator erzeugt und anschließend die Zielfunktion ausgewertet. Man führt dies so oft durch, bis das Abbruchkriterium erfüllt ist.

multikriterielle genetische Algorithmen

Bei multikriteriellen GA werden alle Bewertungskriterien gleichmäßig bei der Fitnesszuweisung bzw. der Selektion der Individuen behandelt. Die Skalarisierung des Vektorkriteriums wird deshalb nicht durchgeführt. Dies ist vorteilhaft so, dass die Pareto-Front in ihrer gesamten Breite ermittelt wird, was jedoch auch zu einer größeren Anzahl an Evaluationen führt.

GA sind vor allem für die Behandlung der multikriteriellen Optimierung geeignet, da diese auf Crossover-Operationen beruhen [Cav12]. Mithilfe von Crossover-Operationen werden die Werte der Entwurfsvariablen bezogen auf einzelne Bewertungskriterien miteinander verknüpft und deswegen die Pareto-optimalen Eigenschaften bezogen auf alle Bewertungskriterien generiert.

Der Hauptvorteil der multikriteriellen GA besteht in der Ermittlung der Pareto-Front in ihrer gesamten Breite, ohne dass eine Skalarisierung der Vektorfunktion $\mathbf{f}(\mathbf{p})$ in Gleichung 4.11 und mehrere Optimierungsschleifen durchgeführt werden müssen. Deswegen kann der gesamte Kriterienraum durchsucht und bei der Auswahl einer Lösung $\mathbf{f}(\mathbf{p}^*)$ diversen Bewertungskriterien gegenübergestellt werden. Dieses Vorgehen hat allerdings eine große Anzahl an Evaluationen zur Folge [MA04].

4.5 Bemerkungen

Zur Ermittlung der Pareto-optimalen Lösung einer multikriteriellen Optimierungsaufgabe lässt sich keine konkrete Lösung angehen, sondern die Anzahl der zu untersuchenden Variablen und der zu auswählenden Lösungen nach den Bewertungskriterien reduzieren. Die Auswahl angemessener Lösungsansätze erfolgt durch die Anwender [KMKM09]. Die erzielten Lösungsansätze einer multikriteriellen Optimierungsaufgabe liegen als Basis von Entscheidungsmodellen zugrunde. Die endgültigen Lösungsansätze müssen von den Ingenieuren mit Hilfe von Intuition und Erfahrungen oder zusätzlichen nicht formalisierbaren Kriterien festgelegt werden [Bes12]. Dieses Verfahren wird auch als *Best Engineering Judgement* verstanden.

5 Sensitivitätsanalyse

In diesem Kapitel wird die Sensitivitätsanalyse (SA) mit Hilfe von statischer Versuchsplanung (engl. DoE) vorgestellt. Dazu gehört die Vorstellung der DoE und die Generierung von Metamodellen bzw. Antwortflächen. Zur Bewertung des generierten Metamodells sowie zur Identifizierung der Entwurfsvariablen werden signifikante Bewertungsmaße eingeführt, welche in der praktischen Anwendung von großer Bedeutung sind.

5.1 Sensitivitätsanalyse

Bei einer Optimierungsaufgabe im Rahmen des Fahrverhaltens kann die Anzahl der Entwurfsvariablen sehr groß sein. Die Effizienz von mathematischen Optimierungsalgorithmen wird mit zunehmender Anzahl an Entwurfsvariablen erheblich reduziert. Die Auswertung der Zielfunktionen und der Nebenbedingungen beinhaltet oft eine rechenzeitintensive numerische Integration, selbst wenn die Bewertungskriterien in Form von Zielfunktionen und Nebenbedingungen vor einer Optimierungsaufgabe explizit formuliert werden. Unter Verwendung von stochastischen Optimierungsverfahren hingegen erfordert jede Evaluation der Systemantwort eben auch viel Rechenzeit, da die numerische Simulation bei jeder Berechnung einen CAE-Solver zur Lösung der Differentialgleichungen erfordert. Aus diesem Grund wird die SA eingesetzt, welche als Vorbereitung einer Optimierungsaufgabe gesehen wird. SA spielt eine wichtige Rolle, insbesondere wenn im Vorfeld nur wenig Informationen über den Lösungsraum und die Systemantwort zur Verfügung stehen. In diesem Sinne dient die SA dazu, die relevanten Entwurfsvariablen zu identifizieren. Somit lässt sich die Dimension des Entwurfsraums reduzieren und der angeschlossene Optimierungsablauf wird effizienter. Außerdem wird mit Hilfe von SA ermittelt, ob die Bewertungskriterien einer Optimierungsaufgabe vernünftig formuliert wurden und der CAE-Solver nachvollziehbare Ergebnisse liefert.

Laut Definition ermittelt die SA qualitativ und quantitativ, wie sich die Ausgangsgrößen bezogen auf die variierenden Eingangsgrößen verteilen [SRA+08]. Damit die Verteilung der Ausgangsgrößen quantifiziert werden kann, stehen nach [SRA+08] lokale und globale Verfahren zur Verfügung, welche jeweils als singuläre und parametrische SA bezeichnet werden.

Die lokale SA erfolgt durch eine effiziente Berechnung der Gradienten der Zielfunktionen und Nebenbedingungen. Dies erschwert den Ingenieuren die Behandlung einer

neuen Optimierungsaufgabe, da aufgrund der systeminhärenten Eigenschaften die Bewertungskriterien im Vorfeld oft schwierig zu formulieren sind.

Im Gegensatz dazu steht bei den globalen SA-Verfahren der quantitative Einfluss des Parameterwertebereiches auf Seite des Modellausgangs (Systemantwort) im Fokus. Unter Anwendung von globalen Verfahren, wie beispielsweise nach Morris [Mor91], wird jeder Systemparameter variiert, während gleichzeitig die Variation der restlichen Parameter eben auch zugelassen wird. Es ist von großem Vorteil, wenn unter Verwendung der globalen SA die Sensitivitätsanalyse eines nichtlinearen Modells durchgeführt werden kann. Außerdem wird es ermöglicht, die Robustheit oder Risikobewertung des zu untersuchenden Systems analysieren zu können. Allerdings ist dieses Verfahren mit einer großen Anzahl von Kombination und Variationen mehrerer Parametersätze sowie erheblichem Berechnungsaufwand verbunden. Deswegen ist es ideal, eine vernünftige Menge an Parameterkombinationen im Vorfeld festzulegen. Somit wird die Anzahl der Solver-Anrufe reduziert. Zum diesem Zweck wird für eine SA der Entwurfsraum durchsucht. Dementsprechend wird die statistische Versuchsplanung (DoE) durchgeführt.

Die SA mit Hilfe der statistischen Versuchsplanung (DoE) identifiziert relevante Entwurfsvariablen und deren Auswirkung. Darüber Hinaus wird das interessierende Systemverhalten unter Verwendung von DoE analysiert. Dabei wird der Lösungsraum durch mathematische Beschreibungen approximiert, welche als Ersatzmodelle, Surrogate-Modelle, Metamodelle oder Response Surface Modeling (RSM) bezeichnet werden. In diesem Sinne wird eine SA nach dem Ablauf in Abbildung 5.1 durchgeführt.

Abbildung 5.1: Ablaufdiagramm der SA mit Hilfe von DoE

5.2 Statistische Versuchsplanung (DoE)

Im Prinzip ermittelt die statistische Versuchsplanung die grundlegenden Zusammenhänge zwischen unabhängigen Variablen (Entwurfsvariablen) und abhängigen Variablen (Zielgrößen) [TW80]. Da aufgrund der großen Anzahl und der Wertebereiche von Entwurfsvariablen nicht alle möglichen Kombinationen durch Versuche oder Simulationen überprüft werden können, liegt das Ziel der statistischen Versuchsplanung darin, eine genaue Aussage der Zusammenhänge bei möglichst geringer Anzahl der Versuche treffen zu können. Die Versuchspläne müssen nach dem abzubildenden System und der Art des gewählten Metamodells unterschiedlich gestaltet werden. Die Auswahl eines besten Versuchsplans ist sehr schwierig und benötigt oft mehrere Iterationen [Sch05]. In Tabelle 5.1 ist ein Überblick der herkömmlichen Versuchspläne, die sich hauptsächlich in deterministische und stochastische Verfahren unterteilen.

Statistische Versuchspläne unterscheiden sich gemäß ihrer Charakteristik. Die Position und somit die Anzahl der Stützstellen (Stichproben) n_p lassen sich bei faktoriellen

Tabelle 5.1: Charakteristik und Stützstellen der herkömmlichen Versuchspläne, nach [Lee13], [SBH17]

Charakteristik	**Versuchsplan**	**Stützstellen**	n=2	n=10
faktoriell	vollfaktoriell	$n_p = l^n$	$4_{(l=2)}$	$1024_{(l=2)}$
			$9_{(l=3)}$	$59049_{(l=3)}$
	teilfaktoriell	$n_p = l^{n-r}$	halb belegt bei	$l = 2$ $r = 1$
Response Surface	Central-Composite	$n_p = 2^n + 2n + 1$	9	1045
zufallsbasiert	Monte-Carlo	beliebig	beliebig	beliebig
	Latin-Hypercube	beliebig	beliebig	beliebig

Versuchsplänen bestimmen. Eine Stützstelle entspricht einer Variante der Entwurfsvariablenwerte. Die Response-Surface Verfahren sind geeignet zur Erstellung der Metamodelle, da nicht nur die Ecken des Entwurfsraums, sondern auch zusätzliche Stichproben innerhalb und außerhalb des Entwurfsraums abgebildet werden. Die Auswahl der Stützstellen bei zufallsbasierten Versuchsplänen werden nicht im Vorfeld festgelegt, sondern zufallsbasiert gestaltet.

Die Anzahl der Stützstellen n_p ist von der Anzahl der Entwurfsvariablen n abhängig. Bei voll- und teilfaktoriellen Versuchsplänen, in denen die Anzahl zusätzlich von der Anzahl der Stufen l abhängig ist, sowie beim Central-Composite Verfahren kann die Anzahl der Stichproben analytisch festgelegt werden. Die Einstellungen der Faktoren nennt man Stufen (oder engl. Level). Die Stufen sind festgelegte Zustände oder Sachverhalte für die jeweiligen Faktoreneinstellungen. Ansonsten lässt sich die Anzahl der Stützstellen durch einen Versuchsplan im Vorfeld bestimmen oder bei den zufallsbasierten Versuchsplänen beliebig wählen.

Grundsätzlich wird der Versuchsplan durch ein lineares Gleichungssystem abgebildet, in welchem jeder Versuch eine Gleichung generiert. Metamodelle können angepasst werden, deren Entwurfsvariablenanzahl der Anzahl der Versuche entspricht. Im Grunde genommen wird ein Überschuss an Gleichungen angestrebt, damit eine Kontrolle des erstellten Metamodells möglich ist [SBH17].

Voll- und teilfaktorielle Versuchspläne

Vollfaktorielle Versuchspläne stellen die ursprüngliche und einfachste Art der Versuchspläne dar. Für einen n-dimensionalen Entwurfsraum $\mathbb{R}^n$ steigt die Anzahl der Stützstellen $n_p = l^n$ mit den Stufen l an, sodass vollfaktorielle Versuchspläne keine ausreichende Effizienz aufweisen [Cav12]. Die Anzahl der Stützstellen wird bei teilfaktoriellen Versuchsplänen reduziert, wobei die Reduzierung auf der Abbildung der Haupteffekte und Wechselwirkungen der Variablen durch das Metamodell basiert. Die Anzahl der Stützstellen der teilfaktoriellen Versuchspläne mit r Reduzierungen ergibt somit $n_p = l^{n-r}$, siehe Tabelle 5.1. Weitere teilfaktorielle Versuchspläne und deren Erklärungen sind [SBH17], [MMAC16] zu entnehmen.

Monte-Carlo

Ein gebräuchliche und einfache Sampling-Methode der zufallsbasierten Versuchspläne ist das Monte-Carlo-Verfahren, welches auch als Space-Filling bezeichnet wird. Dabei wird der gesamte Entwurfsraum möglichst raumfüllend untersucht [Sch05]. Die generierten Stützstellen sind unabhängig voneinander im Entwurfsraum zufällig verteilt. Es können bei ausreichend großen Feldern ausschließlich schwache Korrelationen unter den Stützstellen entstehen. Ungleichmäßige Verteilungen und unerwünschte Korrelationen in Form von dichten Versammlungen und leeren Bereichen können durchaus im durchsuchten Entwurfsraum vorkommen. Demzufolge hat eine Korrelation unerwünschte Auswirkungen auf die Identifikation der Entwurfsvariablen und die zu generierenden Metamodelle. Monte-Carlo-Verfahren kommen zur Aufstellung quadratischer Beschreibungsmodelle zum Einsatz, wenn beispielsweise schnelle CAE-Modelle mit automatisierter Steuerung verwendet werden [SBH17]. Wegen der zufälligen Streuung der Entwurfsvariablenwerte werden Monte-Carlo-Verfahren auch zur Untersuchung der Robustheit von Modellen verwendet [Cav12].

Latin-Hypercube

Unter Verwendung des Verfahrens Latin Hypercube Sampling (LHS) können die Schwäche des Monte-Carlo Verfahrens behoben werden [MBC00], wobei die Verteilung und Korrelation der Stützstellen sogar für einen kleinen Umfang der Entwurfsvariablen genau abgebildet werden kann [BB17]. Das standardisierte Verfahren LHS ist in der Lage, die unerwünschte Korrelation zu minimieren [IC82]. Darüber Hinaus steht die Advanced Latin Hypercube Sampling (ALHS) Methode zur Verfügung, welche die unerwünschte Korrelation durch stochastische Strategien minimieren kann [HL98].

Da LHS deutlich weniger Stützstellen verwendet und viele Stufen des Entwurfsraums abbildet, kommt dieses sehr effiziente Verfahren oft zur Generierung nichtlinearer Metamodelle zum Einsatz, insbesondere bei rechenintensiven Simulationen, z.B. FEM- und CFD-Simulation. Die Anzahl der Stützstellen sollte mindestens ein Dreifache der Entwurfsvariablen betragen ($n_p \geq 3n$) [YWT+05], [SYZ12], [RBN15]. Dieses Verfahren wird sehr empfohlen, wenn die Anzahl der Entwurfsvariablen unter 50 liegt [BB17]. In der vorliegenden Arbeit wird dieses Verfahren verwendet, da die Anzahl der Entwurfsvariablen jeder einzelnen Baugruppe hinsichtlich des Fahrverhaltens die Anzahl von 50 nicht überschreitet.

5.3 Metamodelle bzw. Antwortflächen

Ein weiteres wesentliches Ziel beim Einsatz der statistischen Versuchsplanung (DoE) liegt darin, Metamodelle bzw. Antwortflächen zu generieren. Auf Grundlage der durch die statistische Versuchsplanung erzeugten Stützstellen lässt sich der Entwurfsraum

durch Metamodelle bzw. Antwortflächen approximieren [KM10]. Aufgrund der stetig zunehmenden Komplexität der verwendeten CAE-Modelle und numerischen Simulationen sowie der daraus resultierenden steigenden Rechenzeiten hat die Anwendung von Metamodellen in den letzten 15 Jahren Einbezug in vielen Gebieten gefunden [Toa16]. Ausgehend von einer begrenzten Entwurfsvariablenanzahl und wenigen Lastfällen in Kombination mit Polynomen niedriges Grades sowie gradientenbasierten Optimierungsverfahren [CSDV02] haben sich die Verfahren zur Generierung der Metamodelle stetig entwickelt. Bei komplexen Anwendungsfällen mit deutlich mehr Entwurfsvariablen und Lastfällen werden komplexere Metamodelle in Verbindung mit stochastischen Optimierungsverfahren verwendet [SHC11], [RBN15]. Diese Metamodelle liegen für die Anwendung der antwortflächenbasierten Optimierung im Rahmen der vorliegenden Arbeit zugrunde, deren Erklärung in Kapitel 6 stattfindet.

Damit ein bestimmter lokaler Bereich des Entwurfsraums approximiert wird, sind im Prinzip lineare Modelle ausreichend [MMAC16]. Zur Approximation des gesamten Entwurfsraums durch ein globales Modell, kommen komplexere Metamodelle wie Kriging, Radiale Basisfunktionen oder Neuronale Netzwerke zum Einsatz [SPKA01], [FK09].

Bevor auf das in der vorliegenden Arbeit verwendete Metamodell eingegangen wird, werden im Folgenden die Grundlagen eines Metamodells eingeführt. Die Zielfunktionen $f(\mathbf{x})$ lassen sich in den meisten Fällen im Gegensatz zur Definition in Abschnitt 4.2.1 im Vorfeld einer Optimierungsaufgabe nicht leicht und klar mathematisch formulieren. Eine Zielfunktion kann stattdessen durch ein Metamodell $\hat{f}(\mathbf{x})$

$$f(\mathbf{x}) = \hat{f}(\mathbf{x}) + \epsilon(\mathbf{x}) \tag{5.1}$$

approximiert werden, wobei der Term $\epsilon(\mathbf{x})$ den Approximationsfehler darstellt. Der Fehler repräsentiert den Teil des zu approximierenden dynamischen Systems, welcher sich nicht durch das Metamodell abbilden lässt [SBH17], [Cav12]. Zusätzliche Bewertungsmaße werden aus diesem Grund eingeführt, damit die Qualität der Approximationen beurteilt werden kann. Wenn mehrere Zielgrößen bei einer multikriteriellen Optimierung in Betracht gezogen werden, wird für jede einzelne Zielgröße ein separates Metamodell erzeugt, dessen grafische Darstellung in Form einer Antwortfläche erfolgt.

Kommt ein Metamodell zum Einsatz, muss sichergestellt werden, dass es eine genügende Qualität der Approximation aufweist, sodass ein vertrauenswürdiger Optimierungsablauf im Anschluss durchgeführt werden kann [MW12]. Dafür wird das polynombasierte Adaptive Response Surface Modeling (ARSM) in Betracht gezogen, da die Qualität der Approximation im Lauf der Generierung des Metamodells ständig verbessert wird. Die Verbesserung kann so erfolgen, dass der optimale Entwurf auf den Antwortflächen mit dem ursprünglichen aufwändigen Modell nachgerechnet und zur Stützstellenmenge hinzugefügt wird [PHK+13].

Außer den oben erwähnten gängigen Metamodellen findet in dieser Arbeit das sogenannte Metamodell of Optimal Prognosis (MOP) Anwendung [MW09], welches ein automatisierter und kombinierter Ansatz von linearen und komplexen herkömmlichen Verfahren zur Generierung der Metamodelle ist. Prinzipiell lässt sich die Qualität

der Approximationen durch Entfernen der irrelevanten Entwurfsvariablen erhöhen. In MOP wird diese Idee angewandt, welches für die gegebenen Entwurfsvariablen nach dem am besten qualifizierten Ersatzmodell sucht. Ein MOP Metamodell kann sich aus Polynomen sowie Moving Least Squares [LS81] mit linearen und quadratischen Basisanteilen zusammensetzen [MW11]. Eine detaillierte Vorstellung, Auswertung und Gegenüberstellung von MOP ist der Publikation [DR07] zu entnehmen.

Hochqualifizierte Metamodelle lassen sich durch MOP für eine große Anzahl an Entwurfsvariablen von z.B. 20 approximieren [BB17]. Darüber Hinaus ist das MOP-Verfahren in der Lage, einen Sub-Entwurfsraum zu generieren, wodurch die irrelevanten Entwurfsvariablen entfernt werden. Mit Hilfe der Einführung eines neuen Bewertungsmaßes können die relevanten Entwurfsvariablen identifiziert werden. Im Folgenden werden einige wichtige Bewertungsmaße zur Auswertung von SA, Metamodellen und MOP vorgestellt.

5.4 Bewertungsmaße der DoE

Nachdem die Metamodelle generiert wurden, werden die erzielten Ergebnisse anhand von sinnvollen Maßen bewertet. Dazu gehört sowohl der lineare Filter als auch ein Maß speziell für die Bewertung eines Metamodells unter Verwendung von MOP.

5.4.1 Sensitivitätsindex erster und höherer Ordnung

Angenommen, ein Modell hat eine skalare Ausgangsfunktion Y mit m zufälligen Entwurfsvariablen X_i

$$Y = f(X_1, X_2, ..., X_m). \tag{5.2}$$

Der Sensitivitätsindex erster Ordnung wird wie folgt definiert:

$$S_i = \frac{V(Y|X_i)}{V(Y)}. \tag{5.3}$$

Dabei ist $V(Y)$ die unbedingte Varianz der Ausgangsgrößen und $Y|X_i$ die Varianz ausschließlich infolge der Variablen X_i [Sob93].

Da der Sensitivitätsindex erster Ordnung nur die Auswirkung einer einzelnen Variablen quantifiziert, sind Indizes höherer Ordnung zwangsläufig notwendig. Von daher werden die totalen effektiven Sensitivitätsindizes

$$S_{Ti} = 1 - \frac{V(Y|X_{\sim i})}{V(Y)} \tag{5.4}$$

eingeführt. Dabei ist $V(Y|X_{\sim i})$ die Varianz von Y infolge aller Entwurfsvariablen aber ohne X_i [HS96].

5.4.2 Korrelationskoeffizient

Eine Maßzahl wird gesucht, die ein klares Bild über den Zusammenhang von zwei Größen liefert, welche Ein- und Ausgangsgrößen oder zwei Ausgangsgrößen sein können. Eine Maßzahl, soll unabhängig von den verwendeten Maßeinheiten der Größen Auskunft über die Richtung und die Stärke des Zusammenhangs geben. Diese Maßzahlen lassen sich als Korrelationskoeffizienten kennzeichnen [Cle08]. Ein linearer Filter Coefficient of Correlation (CoC) wird eingeführt, da lineare Zusammenhänge in der industriellen Anwendung bevorzugt werden. Mit dem Koeffizienten kann ein direkter Zusammenhang zwischen zwei beliebigen Größen analysiert werden.

Der Korrelationskoeffizient CoC wird als Produkt-Moment-Korrelation oder kurz als Korrelation nach Pearson bezeichnet [Cle08]. Das Maß wird so definiert, dass es Werte zwischen $r = -1$ und $r = +1$ annehmen kann. Besitzen zwei Größen einen perfekten linearen und positiven Zusammenhang (im idealen Fall liegen alle Werte auf einer ansteigenden Geraden), nimmt dieses Maß am Wert $r = +1$ an. Besteht hingegen ein perfekter negativer Zusammenhang (alle Werte liegen auf eine abfallenden Geraden), nimmt dieses Maß den Wert $r = -1$ an. Je mehr sich der Korrelationskoeffizient dem Wert null annähert, umso mehr weichen die Wertepaare von einem perfekten linearen Zusammenhang ab [Tay97].

Für die Herleitung des Korrelationskoeffizienten nach Pearson wird zunächst die Kovarianz bestimmt. Beim Zusammenhang zweier Größen geht es nun nicht mehr um eine, sondern um zwei Größen und die Kovarianz:

$$cov(x;y) = S_{xy} = \frac{1}{n}\sum_{i=1}^{n}(x_i - \overline{x})(y_i - \overline{y}) = \frac{1}{n}\sum_{1}^{n} x_i y_i - \overline{xy}. \tag{5.5}$$

Sie ist ein Maß für die Abweichung eines jeden Punktepaares vom sogenannten bivarianten Schwerpunkt eines Streudiagramms.

Durch Division durch die Standardabweichungen der Größen x und y ergibt sich der dimensionslose Korrelationskoeffizient nach Pearson:

$$r = \frac{S_{xy}}{S_x \cdot S_y} = \frac{\frac{1}{n}\sum_{i=1}^{n}(x_i - \overline{x}) \cdot (y_i - \overline{y})}{\sqrt{\frac{1}{n}\sum_{i=1}^{n}(x_i - \overline{x})^2 \cdot \frac{1}{n}\sum_{i=1}^{n}(y_i - \overline{y})^2}} \quad mit \quad \text{-1} \leq r \leq 1 \tag{5.6}$$

Je näher der Korrelationskoeffizient sich dem Wert eins nähert, umso stärker ausgeprägt ist der lineare positive Zusammenhang zwischen den beiden betrachten Größen. Um die Qualität linearer Zusammenhänge zwischen zwei Datensätzen zu beurteilen, werden die r-Werte bewertet. Häufig wird Einteilung verwendet:

$\mid r \mid < 0,5$	schwacher linearer Zusammenhang,
$0,5 \leq \mid r \mid < 0,8$	mittlerer linearer Zusammenhang,
$\mid r \mid \geq 0,8$	großer linearer Zusammenhang.

5.4.3 Bestimmtheitsmaß

Nachdem die wesentlichen Entwurfsvariablen mit Hilfe des linearen Filters CoC identifiziert wurden, lassen sich die Korrelationen der verbleibenden Entwurfsvariablen noch kennzeichnen. Das Bestimmtheitsmaß (engl. Coefficient of Determination (CoD)) wird als weiteres wichtiges Kriterium in der Korrelationsanalyse eingeführt. Er ist eine dimensionslose Maßzahl, die den Anteil der Variabilität in den Werten der abhängigen Variablen ausdrückt [Ege12], [JHG+88]. Ein Bestimmtheitsmaß ermittelt quantitativ, wie viel der Variation einer Variable mit Hilfe der gefundenen Korrelation zu den Eingangsgrößen erklärt wird. Das Bestimmtheitsmaß kann dabei Werte zwischen 0 und 1 oder 0 bis 100% annehmen.

Das Bestimmtheitsmaß einer linearen Beziehung zwischen zwei Zufallsgrößen ist als das Quadrat des Korrelationskoeffizienten

$$R_{ij}^2 = \frac{S_{ij}^2}{S_{ii}S_{jj}} \tag{5.7}$$

definiert [FHK+16]. Die linearen Korrelationskoeffizienten aus konkreten Stichprobenumfängen $(x_i^{(k)})$ sind wie folgt

$$S_{ij} = \sum_{k=1}^{N} \left(x_i^{(k)} - \overline{x}_i\right)\left(x_j^{(k)} - \overline{x}_j\right) \quad S_{ii} = \sigma_{x_i}^2(N-1) \quad S_{jj} = \sigma_{x_j}^2(N-1) \tag{5.8}$$

vorgegeben, wobei σ der Standardabweichung entspricht.

Das Bestimmtheitsmaß wird im Allgemeinen aus den Korrelationen der Ausgangsgrößen z und der über Regression von gefilterten Werten $x_j = z^{(k)}(x_i)$ ermittelt. Wenn das Bestimmtheitsmaß einer Ergebnisgröße im Hinblick auf alle n-Eingangsgrößen ermittelt wurde, ist eine quantitative Aussage gefunden, wie viel der Variation der Ergebnisse mit der liegenden Regressionshypothese erklärt werden kann.

Wenn die Bestimmtheitsmaße von mehreren Eingangsvariablen zu einer Ausgabegröße geschätzt werden, können sich die Fehler des Schätzers bei kleiner Stichprobenanzahl und kleinen Korrelationskoeffizienten nennenswert addieren [WB07]. Diese Korrelationskoeffizienten und dazugehörigen Bestimmtheitsmaßs von kleinen Korrelationskoeffizienten ($R < 0.3$) unterliegen bei kleinen Stichproben großen statistischen Fehlern und erhöhen ausschließlich scheinbar die Bestimmtheit des Modells. Zur Prüfung dieses Verhaltens kann ein sogenanntes *angepasstes* R_g^2 eingeführt werden:

$$\textit{angepasstes } R_g^2 = \sum_{i=1}^{n} (R^2 - (1-R)^2)\left(\frac{k-1}{n-k}\right). \tag{5.9}$$

Ein deutlich kleineres *angepasstes* R_g^2 weist darauf hin, dass zahlreiche nicht relevante Eingangsgrößen beim Bestimmtheitsmaß eingezogen worden sind. Wenn große Unterschiede zwischen dem Bestimmtheitsmaß R_{ij}^2 und dem angepassten Bestimmtheitsmaß R_g^2 angezeigt werden, ist davon auszugehen, dass die Schätzung der Bestimmtheitsmaße nicht vertrauenswürdig ist und sie sollte für einen kleineren Satz von signifikanten Eingangsvariablen wiederholt werden.

5.4.4 Koeffizient der Prognose

Zur Bewertung der Qualität der generierten Metamodelle bzw. der Antwortflächen wurde von [MW09] als modellunabhängiges Bewertungsmaß der Koeffizient der Prognose (engl. Coefficient of Prognosis (CoP))

$$CoP = 1 - \frac{SS_E^{Approximation}}{SS_T} \tag{5.10}$$

vorgeschlagen, wobei SS_E die Summe der quadratischen Abweichungen der Approximation ist. Die SS_T ist wie folgt

$$SS_T = \sum_{k=1}^{N} \left(y_i^{(k)} - \overline{y}_i \right)^2 \tag{5.11}$$

vorgegeben, welche der totalen Variation der Ausgangsgrößen entspricht.

Im Vergleich zu anderen Maßen wie beispielsweise der mittleren quadratischen Abweichung liegt der Vorteil bei Einführung des Bewertungsmaßes CoP in seiner Skalierung, wobei der absolute Wert des CoP die Qualität der Approximation für neue Datenbereiche bewertet [MW09]. Dabei liegt der Wert des CoP zwischen 0 und 1. Je größer dieser Wert ist, umso aussagekräftiger ist das generierte Metamodell.

Die Auswirkung der einzelnen Variablen wird mittels des Varianzbeitrags einzelner Variablen

$$CoP(X_i) = CoP \cdot S_T^{MOP}(X_i) \tag{5.12}$$

identifiziert [SRA+08]. Dieses Bewertungsmaß ergibt sich aus dem Produkt des CoP mit dem sogenannten „total effect sensitivity index “ [DR07]. Eine mögliche Wechselwirkung unter den Entwurfsvariablen kann mit Hilfe von MOP identifiziert werden. In den sensitivity indices in den Gleichungen 5.3 und 5.4 wird die Wechselwirkung mitberücksichtigt. Anders ausgedrückt wird auf die Wechselwirkung in den sensitivity indices hingedeutet. Selbst wenn die Summe der einzelnen CoP_i größer als ein totaler CoP ist, hat die Wechselwirkung eine signifikante Auswirkung.

Viel interessanter ist der lokale CoP, wodurch die Qualität des Metamodells bzw. der Antwortfläche in einem kleinen Bereich bewertet wird. Es begünstigt die anzustrebenden optimalen Entwürfe, selbst wenn der lokale CoP größer als der totale CoP ist. Diese Erkenntnis hat eine wichtige Anwendung in dieser Arbeit gefunden, vgl. Abschnitt 7.3.

6 Lösungskonzept

Im Vergleich zum klassischen Entwicklungsprozess wird nun ein neues Lösungskonzept zur Optimierung des Fahrverhaltens entwickelt. Vor allem kommt ein neues Gesamtfahrzeugmodell zum Einsatz, welches den Qualitätssprung in der Simulation des Fahrverhaltens abbildet. Eine weitere Aufgabe liegt darin, effiziente und effektive Optimierungsverfahren hinsichtlich des Fahrverhaltens zu verwirklichen. Das Lösungskonzept ist am Schluss in der Lage, sowohl methodisch als auch fahrzeugspezifisch unter Verwendung numerischer Optimierungsverfahren optimale Entwürfe bezüglich des Fahrverhaltens zu ermitteln.

6.1 Systematische Optimierung des Fahrverhaltens

Erfahrene Ingenieure kennen aus langjährigen Entwicklungserfahrungen die Eigenschaft ihrer Baugruppen und Komponenten sehr genau. Sie wissen darüber hinaus, wie ihre lokalen Entwurfsparameter die systematischen Bewertungskriterien bzw. Gütekriterien beeinflussen, ohne sich mit den Entwicklungsingenieuren abstimmen zu müssen. Mit diesem Verfahren werden die einzelnen Baugruppen und Komponenten auf lokale Kriterien hin optimiert. Die systematische Optimierungsaufgabe des Fahrverhaltens auf Gesamtfahrzeugebene findet meist in einer späteren Entwicklungsphase statt. Dieser Entwicklungsprozess bildet die Grundlage, um Fahrzeuge mit hohem Standard an das Fahrverhalten auf die Straße zu bringen. In der Vergangenheit wurde bereits vielfach nachgewiesen, dass ein solcher Prozess auch ohne Einsatz numerischer Optimierungsmethoden Premium-Fahrzeug hervorbringen kann.

6.1.1 Klassischer Entwicklungsprozess des Fahrverhaltens

Im klassischen Entwicklungsprozess müssen bereits in der Planungsphase die wesentlichen Eckdaten für das neu zu entwickelnde Fahrzeug festgelegt werden. Vor allem ist zu entscheiden, welchem Segment das Fahrzeug zugeordnet werden soll (Ober-, Mittel-, Unter-, Kleinstklasse) und welchen Fahrcharakter das Fahrzeug besitzen soll. Dazu gehört die Festlegung von Gesamtmasse, Spurweite, Radstand, Antriebsart und Außenform. Zuletzt wird dem Fahrzeug ein sportliches oder eher ein komfortables Fahrverhalten zugeschrieben. Dadurch entstehen erste Anforderungen an einzelne Baugruppen, welche anschließend zunächst unabhängig voneinander entwickelt werden, deren Ablauf in Abbildung 6.1 veranschaulicht wird.

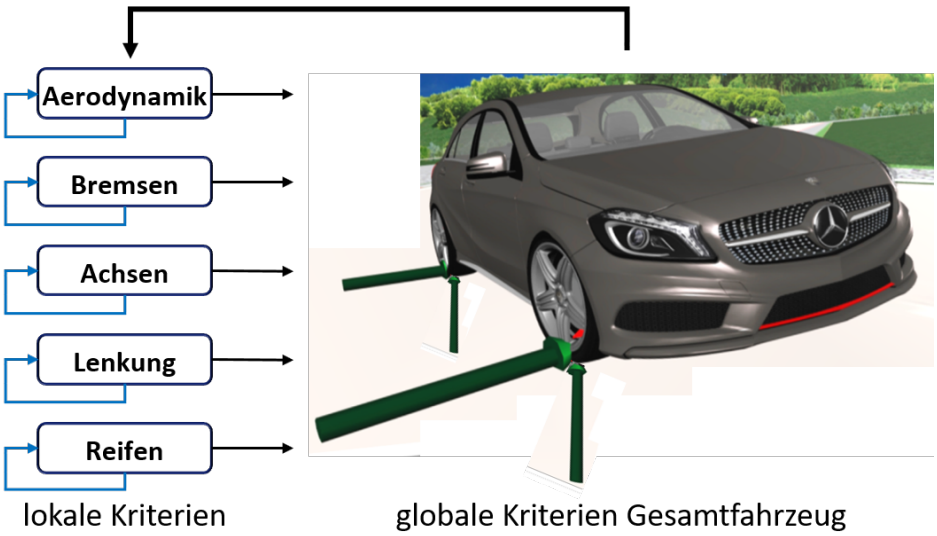

Abbildung 6.1: Klassischer Entwicklungsprozess des Fahrverhaltens

Klassischerweise konzentrieren sich viele Entwicklungsingenieure primär auf ihre eigenen Bewertungskriterien. Erst in der kommenden Phase werden die einzelnen Baugruppen und Komponenten ins Fahrzeug integriert. Einen Überblick über die Eigenschaften der Komponenten im System wird durch die Gesamtsystemanalyse erreicht, wobei die Wechselwirkungen unter den Baugruppen ermittelt werden. Das Fahrverhalten lässt sich erst durch die Gesamtfahrzeugsimulation und letztendlich durch den Straßenversuch enthüllen. Im Anschluss daran erhält jeder einzelne Ingenieur die Feedbacks zu seinen Baugruppen und Komponenten. Die systematische Optimierung hinsichtlich Fahrverhalten geschieht eher in dieser Phase. Jedoch versteckt sich auch Verbesserungspotenzial in diesem klassischen Prozess.

- Die Entwickler der Baugruppen und Komponenten haben keine Chance, von Anfang an auf die finalen das Gesamtsystem betreffenden Zusammenhänge einzugehen, welche sich aus der Wechselwirkung mit anderen Baugruppen und Komponenten ergeben.
- Traditionell dient die Gesamtfahrzeugsimulation ausschließlich zur Analyse des Gesamtsystems. Zusammen mit den Entwicklern der Komponenten lassen sich die endgültigen Lösungsansätze zur Verbesserung des Fahrverhaltens erarbeiten. Die beste Lösung wird durch diese „intuitive“ Optimierung nicht erreicht.
- Die in der zweiten Phase stattfindende Gesamtfahrzeuganalyse erschwert die Lösungsfindung. Häufig entstehen Probleme erst sehr spät. Der Spielraum für Modifikationen verkleinert sich auf diese Weise mit dem Entwicklungsfortschritt, wenn die Konstruktion von Baugruppen bereits begonnenen hat oder ein Fahrzeug schon auf den Markt gebracht wurde.
- Der traditionelle Entwicklungsprozess widerspricht der Suche nach den Paretooptimalen Lösungen, da jeder Entwickler sich auf seine eigenen Baugruppen,

Komponenten und deren lokale Kriterien fokussiert. Werden die Systemparameter anderer Baugruppen als gegebene Größen betrachtet, in deren Umfeld das eigene System lokal optimiert wird, so lassen sich keine systematischen Pareto-optimalen Entwürfe erarbeiten. Nach diesem klassischen Prozess wird das Fahrverhalten jedoch „intuitiv“ optimiert. Pareto-optimale Lösungen lassen sich nur dann generieren, wenn alle beteiligten Entwickler sich gleichzeitig engagieren.

6.1.2 Erweiterte Systemsynthese

Aus den Verbesserungspotenzialen im klassischen Prozess ergeben sich vier wesentlichen Anforderungen an das neu zu entwickelnde Lösungskonzept.

Zunächst muss bereits in der Konzeptphase eine systematische Betrachtung des Fahrverhaltens sowohl auf Baugruppen und Komponenten bezogen als auch auf Gesamtfahrzeugebene ermöglicht werden. Zweitens muss ein angemessenes Gesamtfahrzeugmodell zum Einsatz kommen, welches eine vernünftige Balance zwischen Modellkomplexität und Genauigkeit finden muss, siehe Abbildung 1.2. Außerdem müssen das eingesetzte Gesamtfahrzeugmodell und dessen Simulationsumgebung um numerische Optimierungsverfahren erweitert werden. Dafür muss sichergestellt werden, dass die Optimierungsumgebung einwandfrei und möglichst effizient läuft. Zuletzt erfolgt der Qualitätssprung, wenn die Optimierung effizient und effektiv durchgeführt wird. In diesem Sinn ist die Auswahl der Optimierungsstrategie von großer Bedeutung.

6.2 Lösungskonzept

Ein Fahrzeug beinhaltet eine große Anzahl an Baugruppen und Komponenten. Allein die Verknüpfung einzelner Baugruppe zu einem komplexen dynamischen System und die Analyse des Systemverhaltens ist keine leichte Aufgabe. Es wäre unpraktisch und ineffizient, alles von Null ausgehend aufzubauen. Das Lösungskonzept im Rahmen dieser Arbeit basiert auf dem bestehenden klassischen Entwicklungsprozess und dessen Ressourcen. Es lässt sich erweitern, wobei das Einsatzmodell, die Art der Entwurfsvariablen, die Art der Zielfunktionen und Nebenbedingungen sowie die verwendeten Optimierungsverfahren definiert werden müssen. Alle diese Aspekte lassen sich bei der Entwicklung des Lösungskonzepts berücksichtigen, welches sich sowohl an einer methodischen als auch problemspezifischen Optimierungsaufgabe orientiert.

6.2.1 Einsatzmodell

Das zu verwendende Fahrzeugmodell wird hier als Einsatzmodell bezeichnet und hat für die Optimierung eine hohe Bedeutung. Ein solches Modell muss in der Lage sein, die systematische Optimierung des Fahrverhaltens von der Konzeptphase bis zur Serienentwicklungsphase zu ermöglichen. Aus diesem Grund muss das Einsatzmodell

über die benötigten Freiheitsgrade in den interessierenden Baugruppen und Komponenten verfügen. Zu diesem Zweck kommt statt des klassischen Ein- und Zweispurmodells ein MKM zum Einsatz.

Das in Kapitel 3 dargestellte Modell wird angewandt, welches Fahrzeugkomponenten-Module aus FADYS und Mehrkörperanteile aus der Software VL besitzt. Dieses Modell weist eine gute Balance zwischen Rechenzeiten und Genauigkeit auf, wodurch folgende Punkte bei seiner Validierung mitberücksichtigt wurden. Seine Detaillierungsgrade und die dazugehörige Simulationstechnik erlauben die Entwicklung effektiver und effizienter Lösungskonzepte. Damit die Effizienz gesteigert werden kann, werden die Differentialgleichungen zur Beschreibung des dynamischen Systems mit einer angemessenen numerischen Genauigkeit gelöst. Aus diesem Grund ist es ausreichend, dass das Einsatzmodell die Phänomene im Rahmen der Tabelle 4.1 mit angemessener Qualität abbildet. Übertrieben hohe Genauigkeit wird somit nicht angestrebt. Beispielsweise das „Rauschen“ in der Zielfunktion, welches keine Auswirkung auf die Aussagefähigkeit des Modells hat, ist aber entscheidend für Auswahl der Optimierungsverfahren und die damit verbundenen Optimierungsalgorithmen.

Die Optimierungsaufgabe in der Arbeit richtet sich nicht nur an die methodische Entwicklung sondern auch an ein spezifisches Fahrzeug, nämlich das City-Car aus dem Haus Daimler, bei dem Optimierungspotenzial nachgewiesen wurde. Das Einsatzmodell wird am Serienstand validiert und parametriert, sodass dessen Fahrverhalten einen direkten Zusammenhang mit einem Straßenfahrzeug herstellt. Im Kontext der Optimierung wird dies Modell als Referenzfahrzeug bezeichnet.

Aufgrund der Modellkomplexität und der angepassten Simulationstechnik dauert jede Auswertung der kompletten ganzheitlichen Bewertungskriterien ungefähr 30 Minuten, siehe Abschnitt 4.1. Die Rechenzeiten spielen eine wichtige Rolle für die Entwicklung bzw. die Auswahl eines vernünftigen Optimierungsverfahrens im nachfolgenden Optimierungsablauf.

6.2.2 Optimierungsumgebung

Das zu entwickelnde Lösungskonzept basiert technisch auf den bestehenden Simulationswerkzeugen. In der industriellen Anwendung greifen nur wenige Simulationswerkzeuge numerische Optimierungsverfahren zurück. Es ist sinnvoll, eine stabile und effiziente Optimierungsumgebung zu konzipieren und aufzubauen, welche aus den Simulationswerkzeugen und den Optimierungsprogrammen besteht. Solche Umgebung sollte gegebenenfalls die Schnittstellen anbieten, über welche die Fahrzeugkomponenten-Module simulationstechnisch einfach ausgetauscht werden können. Zugleich wird angestrebt, beim Austauschen des zu untersuchenden Moduls möglicherweise keine negativen Einflüsse auf andere Module auszuüben.

Ein Ziel der Entwicklung einer neuen Optimierungsumgebung liegt darin, die Systeme offen zu gestalten, damit eine einfache Ankopplung von weiteren neu hinzukommenden Modulen ermöglicht wird. Neben den Fahrzeugkomponenten-Modulen von FADYS können z.B. auch SiL und HiL an die Optimierungsumgebung angekoppelt werden. Es

muss auch sichergestellt werden, dass sich die neu eingeführten Module analysieren und optimieren lassen. Da die einzelnen Simulationsmodule der Programmsysteme FADYS und VL sehr komplex sind, sollte die originale Modellierung und die Datenstruktur der Module möglichst nicht verändert werden. Die Eigenständigkeit der FADYS-Module muss erhalten bleiben. Sie werden über klare Schnittstellen in die Simulationsumgebung eingebunden.

Direkt in der Optimierungsumgebung sollten die Eingabe der Entwurfsvariablen im Präprozessor, die Formulierung der lokalen und globalen Bewertungskriterien inklusive der Zielfunktionen und der Nebenbedingungen ermöglicht werden. Die Anwendung der numerischen Optimierungsverfahren muss ebenso in der neu implementierten Optimierungsumgebung erfolgen. Optimierungsalgorithmen sind von verschiedenen Herstellern erhältlich. In diesem Kontext wird die kommerzielle Optimierungssoftware „optiSLang“ benutzt, welche gängige Algorithmen zur Verfügung stellt sowie die Eingabe der Zielfunktionen und der Nebenbedingungen ermöglicht.

Der Datenfluss im Ablauf der SA sowie ein Optimierungsablauf laut dem neu entwickelten Lösungskonzept sind in Abbildung 6.3 gezeigt.

6.2.3 Optimierungsverfahren

Der Hintergrund zum Einsatz numerischer Optimierungsmethoden ist zum einen, die Entwicklungszeiten zu verkürzen und die Produktkosten zu senken. Dadurch können bereits in der Konzeptphase die Baugruppen und Komponenten hinsichtlich des Fahrverhaltens optimiert werden. Wenn dies erfolgreich gestaltet wird, lassen sich kostenintensive intuitive Optimierungen durch Prototypenbau und wiederholte Straßenabsicherung einsparen. Dies betrifft auch den Einsatz virtueller Absicherung in der Serienentwicklung, so dass die Straßenfreigaben eingespart werden dürfen.

Außerdem wird angestrebt, die vordefinierten Eigenschaften im Lauf aller Entwicklungsphasen kontinuierlich zu halten. Der häufig in einer späteren Entwicklungsphase auftauchende Bedarf an Modifikationen sollte dadurch deutlich reduziert werden. Diese Methode in der Serienentwicklung führt dazu, dass in der Konzeptphase die erwünschten Reifeneigenschaften den Reifenzulieferern übermittelt werden können. Mit Hilfe dieser Methode wird zukünftig vermieden, dass der Autohersteller den Reifensatz aus gegebenen Reifen auswählen muss.

Das wesentliche Ziel unter Verwendung numerischer Optimierungsmethoden im Rahmen dieser Arbeit ist einen Qualitätssprung des Endprodukts zu erreichen. Dadurch soll möglichst das globale Optimum des Fahrverhaltens gefunden werden. Dies erfolgt durch Entwicklung eines effektiven und effizienten Optimierungsverfahrens.

Entwurfsvariablen

Von hoher Bedeutung sind die Entwurfsvariablen. Für das Fahrverhalten ist die Anzahl der relevanten Entwurfsvariablen relativ groß. Aus den Erfahrungen der jewei-

ligen Fragestellung und der Systemkenntnis des Entwicklungsingenieurs lassen sich auf traditionelle Weise mögliche Entwurfsparameter für die Optimierung zuverlässig identifizieren, deren Anzahl nicht beliebig reduziert werden kann. Bei einer solchen Optimierungsaufgabe sind in der Regel 30 bis 50 Parameter zu berücksichtigen.

Diese Größenordnung der Entwurfsvariablen ist für eine ganzheitliche Optimierungsaufgabe relativ groß. Es wäre ideal, wenn vor dem Optimierungsablauf die Entwurfsvariablen identifiziert werden können, sodass die generierten Antwortflächen mit wenigen relevanten Entwurfsvariablen aussagekräftiger sind. Somit lassen sich die optimalen Entwürfe im angeschlossenen Optimierungsablauf noch effizienter ermitteln. Dieser Vorgang entspricht der SA. Im Kontext des Fahrverhaltens werden unter jeder Baugruppe die Anzahl der Entwurfsvariablen sowie vernünftige Sampling Methoden festgelegt.

Grundsätzlich können die Entwurfsvariablen in kontinuierlicher, diskreter oder kombinatorischer Form vorliegen. Die Art der Entwurfsvariablen bedingt die Auswahl des Optimierungsverfahrens. Stochastische Verfahren haben Vorteile in der Verwendung diskreter und kombinatorischer Entwurfsvariablen. Hingegen eigen sich die Deterministischen bei der Verwendung kontinuierlich verteilter Variablen.

Bei den Baugruppen Radaufhängung und Aerodynamik des Einsatzmodells liegen die Dämpfungsmaße und aerodynamischen Beiwerte in Form von Kennlinien vor. Diese Art der Entwurfsvariablen erschwert den Einsatz von sowohl deterministischen als auch stochastischen Verfahren. Grundsätzlich lassen sich die Kennlinien mit vernünftigem Abtasten in eine Reihe von diskreten Variablen überführen, sodass der Kennlinienverlauf nach Wunsch des Anwenders verarbeitet werden kann. Allerdings ist diese Verarbeitung der Kennlinien von geringer Bedeutung. Für alle Manöver im Rahmen der Bewertungskriterien dieser Arbeit befindet sich der Betriebspunkt des Dämpfers in niedrigen Geschwindigkeitsbereichen, bei denen der Dämpfer für das Fahrverhalten eine untergeordnete Rolle spielt.

Die aerodynamischen Beiwerte beziehen sich auf Kräfte und Momente aus der Luftströmung und stellen einen direkten physikalischen Zusammenhang mit der Außenform des Fahrzeugs her. Die Optimierungsaufgabe des Fahrverhaltens geht nicht detailliert auf die Außenform der Karosserie ein. Aus diesem Grund basiert die Optimierung ausschließlich auf aerodynamischen Kennlinien, deren Verläufe nicht beliebig modifiziert werden können. Die Optimierungspotenziale bei beiden Baugruppen sind also überschaubar. Weder deterministische noch stochastische Verfahren werden hier zum Einsatz kommen. Der Dämpfer wird unter den verfügbaren drei Serienständen variieren. Die Variation der Aerodynamik geschieht in realistischen Wertebereichen.

Die Entwurfsvariablen der restlichen Baugruppen stehen in diskreter Form zur Verfügung, sodass die Verwendung stochastischer Optimierungsverfahren vorteilhaft ist. Die Variation der Entwurfsvariablen wird in physikalischen nachvollziehbaren Bereichen stattfinden. Beispielsweise darf die Reibung der Zahnstangenlenkung nicht in den Wertebereich für eine blockierte Lenkung rutschen. Zum anderen sollten die Entwurfsvariablen des Referenzfahrzeugs keine realistischen Grenzen überschreiten, die

auf langjährigen Erfahrungen basieren z.B. die Lagerungen nicht extrem weich oder hart werden.

Bewertungskriterien

Im Rahmen dieser Arbeit sind unter den Bewertungskriterien Zielfunktionen und Nebenbedingungen zu verstehen. In den meisten Fällen ist kein einzelnes Ziel, sondern es sind gleichzeitig mehrere Ziele zu verfolgen. Mit den Methoden Skalarisierung oder Hierarchisierung lässt sich eine multikriterielle Optimierung in eine Reihe einzelner Optimierungsaufgaben transformieren, siehe Abschnitt 4.3.

Eine Zielfunktion kann z.B. linear, quadratisch, konvex oder nicht konvex sein. Ihre stetige Differenzierbarkeit setzt die Anwendung eines deterministischen Verfahrens voraus. Darüber Hinaus folgt aus der Konvexität der Zielfunktion, dass das globale Optimum gefunden werden kann. Diese Voraussetzungen werden für ein komplexes dynamisches System als strenge Anforderungen vorgesehen. Da bei der Bearbeitung einer Optimierungsaufgabe die Form der Zielfunktion lediglich an einigen einzelnen unbekannten Stellen klar ist und keine Auskunft über den gesamten Verlauf der Zielfunktion vorliegt, lässt sich die Konvexität nicht garantieren und somit die Existenz des globalen Optimums nicht vorhersagen. Aus diesen Gründen können deterministische Verfahren nicht zum Einsatz kommen. Hier ist daher die Verwendung stochastischer Optimierungsverfahren von großem Vorteil, das globale Optimum zu finden.

Im Kontext des Fahrverhaltens müssen alle stationären, quasi-stationären und dynamischen Aspekte berücksichtigt werden. Diese teilweise sich widersprechenden Ziele sind als Bewertungskriterien in Tabelle 4.1 zusammengefasst. Sie lassen sich in eine Reihe einzelner Optimierungsaufgaben überführen. Jedoch fällt in den meisten Fällen den Ingenieuren eine exakte Formulierung der Optimierungsaufgabe einer konkreten Baureihe schwierig. Der grundlegende Fahrcharakter z.B. Sportlichkeit oder Komfort wurde bereits in der Konzeptphase festgelegt, dessen zugeordnetes Kriterium (EG, SG usw.) innerhalb eines zulässigen Wertebereichs liegen sollte. Im Laufe der Entwicklungsphasen könnte das Fahrverhalten aufgrund der „Toleranz“ einzelner Kriterien von dem gewünschten Fahrcharakter abweichen. Aus diesem Grund erfordert die nachträgliche Anpassung eine erneute Gewichtung der Bewertungskriterien im Laufe der Entwicklung. Es ist deshalb in der Serienentwicklung schwierig, die Kenngrößen in Form von exakten Zielfunktionen zu formulieren. Im Rahmen dieser Arbeit werden die Kenngrößen als Kennfelder, Kennlinien (GV) und Kennwerte (EG und SG) quantifiziert, welche als Bewertungskriterien betrachtet werden.

Sensitivitätsanalyse mit dem Mehrkörpermodell

Die Sensitivitätsanalyse dienst nicht nur dazu, die Entwurfsvariablen zu identifizieren, sondern auch die interessierenden Antwortflächen zu generieren, welche den Einsatz stochastischer Optimierungsverfahren begünstigen. Da stochastische Verfahren sehr große Anzahlen von Evaluationen erfordern, wird die Optimierungsaufgabe nicht auf

das mehrkörperdynamische Einsatzmodell angesetzt. Stattdessen werden vor dem Optimierungsablauf durch Sensitivitätsanalyse mit Hilfe von DoE die Antwortflächen der Bewertungskriterien generiert. Der Ablauf ist in Abbildung 6.2 veranschaulicht.

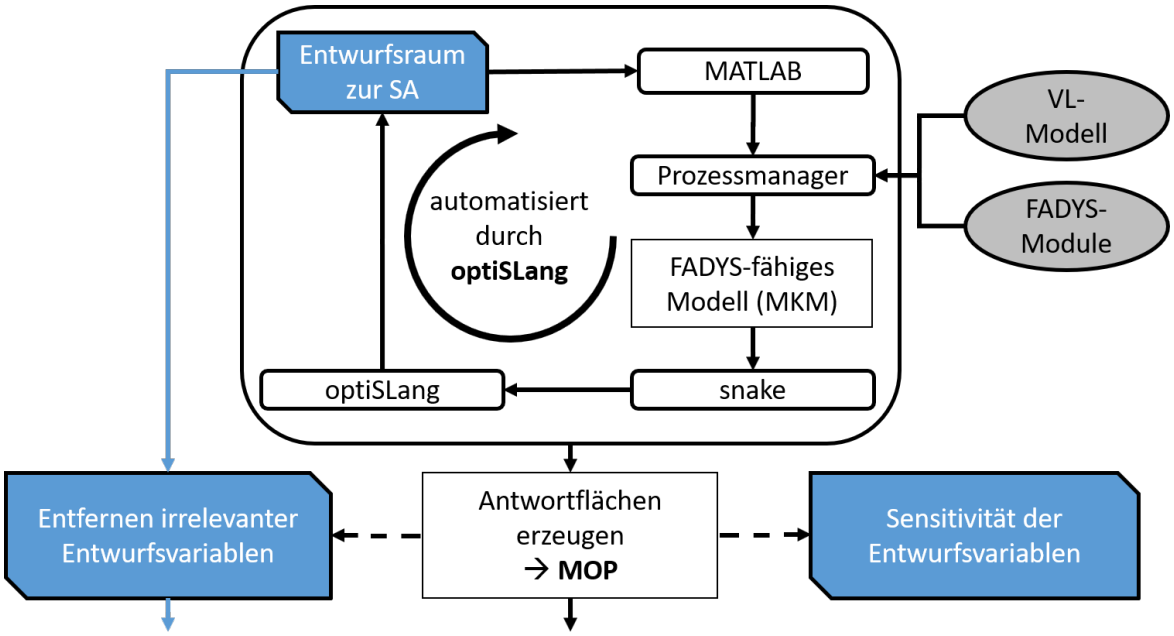

Abbildung 6.2: Datenfluss der Sensitivitätsanalyse

Alle Entwurfsvariablen einer Baugruppe gelangen über ein MATLAB-Skript [Mat14] in den Prozessmanager, im welchem die Mehrkörpermodelle aus dem Programm VL und die Fahrzeugkomponenten-Module von FADYS zu einem Gesamtfahrzeugmodell (Einsatzmodell) zusammengepackt werden. Dort wird das neu erstellte Modell zur realitätsnahen fahrdynamischen Simulation ertüchtigt, sodass die verfügbaren Qualitäten von FADYS weiterhin verwendet werden können. Jede Berechnung wird von dem intern entwickelten Bedienungsprogramm „snake“ initialisiert und auf eine LINUX-Maschine geschickt. Die Auswertung des Fahrverhaltens steht am Ende in Form von FADYS-Formaten zur Verfügung. Somit ist nur eine geringfügige Anpassung bei der Inbetriebnahme der Berechnungskette erforderlich. Der neue Satz von Entwurfsvariablen wird nach den Algorithmen der DoE und den Variablen der jeweiligen Baugruppe generiert und letztendlich in das Gesamtfahrzeugmodell transferiert. Die SA wird vom Optimierungsprogramm „optiSLang“ automatisiert.

Die Formulierung der Bewertungskriterien für jede Baugruppe geschieht in optiSLang. In der Sensitivitätsanalyse wird keine Priorität unter den Kriterien gesetzt, da hiermit ausschließlich ein vernünftiges Metamodell nach dem MOP Verfahren generiert wird. Mit Hilfe des Bewertungsmaßes CoP wird die Qualität des generierten Metamodells ausgewertet. Eine Nachbearbeitung der Metamodelle durch Entfernen extrem irrelevanten Entwurfsvariablen ist erforderlich, wenn der durchschnittliche CoP unter dem Erfahrungswert von 95% liegt. Die vernünftigen Metamodelle stehen für die Optimierung am Anschluss zur Verfügung.

Darüber Hinaus hat die DoE die zweite wesentliche Aufgabe, die relevanten Entwurfsvariablen zu identifizieren. Zum einen fließen diese Kenntnisse an die Entwickler der Komponenten und Baugruppen zurück. Dies entspricht dem klassischen Entwicklungsprozess. Zum anderen lassen sich die irrelevanten Variablen aus dem Entwurfsraum bereits vor der Optimierung entfernen. Dazu wird die einzelne Variable mittels des Bewertungsmaßes $CoP(X_i)$ in Gleichung 5.12 ausgewertet, siehe „Entfernen irrelevanter Entwurfsvariablen“ in Abbildung 6.2.

Optimierungsmethoden

Führt die Verwendung eines komplexen Evaluationsmodells zu extrem langen Rechenzeiten und kann die Laufzeit des Optimierungsablaufs aufgrund begrenzter Ressourcen nicht durch Parallelisierung verkürzt werden, ist die Verwendung eines deterministischen Optimierungsverfahrens effizienter, da im Gegensatz zu stochastischen Optimierungsverfahren deutlich weniger Evaluationen benötigt werden [SG15]. Allerdings wird die Verwendbarkeit der deterministischen Verfahren durch die Systemeigenschaften, die Bewertungskriterien inklusive den Zielfunktionen und Nebenbedingungen stark beeinflusst.

Die Verwendung deterministischer Verfahren ist jedoch noch nicht schwierig. Vor allem fällt es den Fachleuten schwer, vor einer Optimierungsaufgabe für jede Baureihe die Kriterien mit den jeweiligen Gewichtungsfaktoren ganzheitlich zu formulieren. Oft kann das globale Optimum nicht gefunden werden, da ein deterministischer Algorithmus zu einem lokalen Optimum konvergiert.

Weiterhin kann im Vorfeld nicht garantiert werden, ob das dynamische Fahrzeugsystem und die dazugehörigen Zielfunktionen sowie Nebenbedingungen stetig differenzierbar sind. Viele Baugruppen und Komponenten weisen systeminhärente Unstetigkeiten (z.B. Reibung) auf. Diese Eigenschaft dehnt sich weiter in die Zielfunktionen und die Nebenbedingungen aus. Es kann deshalb nicht garantiert werden, dass die Gradientenberechnung erfolgreich durchgeführt werden kann, sodass sich effiziente deterministische Optimierungsverfahren häufig nicht einsetzen lassen.

Da die stetige Differenzierbarkeit der Zielfunktion für den Einsatz deterministischer Optimierungsverfahren vorausgesetzt ist, führt die Gradientenberechnung ohne Anpassung zwangsläufig zum Versagen des Optimierers. Dieser Aspekt muss unbedingt bei der Auswahl der Optimierungsverfahren und -algorithmen berücksichtigt werden. In manchen Fällen kann es durchaus sein, dass auf deterministische Verfahren verzichtet werden muss.

Hingegen sind stochastische Optimierungsverfahren vorteilhaft, um mit Unstetigkeiten des dynamischen Systems umzugehen und letztendlich das globale Optimum zu finden. Deterministische Optimierungsverfahren können nach der Formulierung der Bewertungskriterien nur eine Zielfunktion verarbeiten. Im Gegensatz dazu können die stochastischen Optimierungsverfahren eine oder mehrere Zielfunktionen gleichzeitig mitberücksichtigen, wozu beispielsweise multikriterielle genetische Algorithmen eingesetzt werden können.

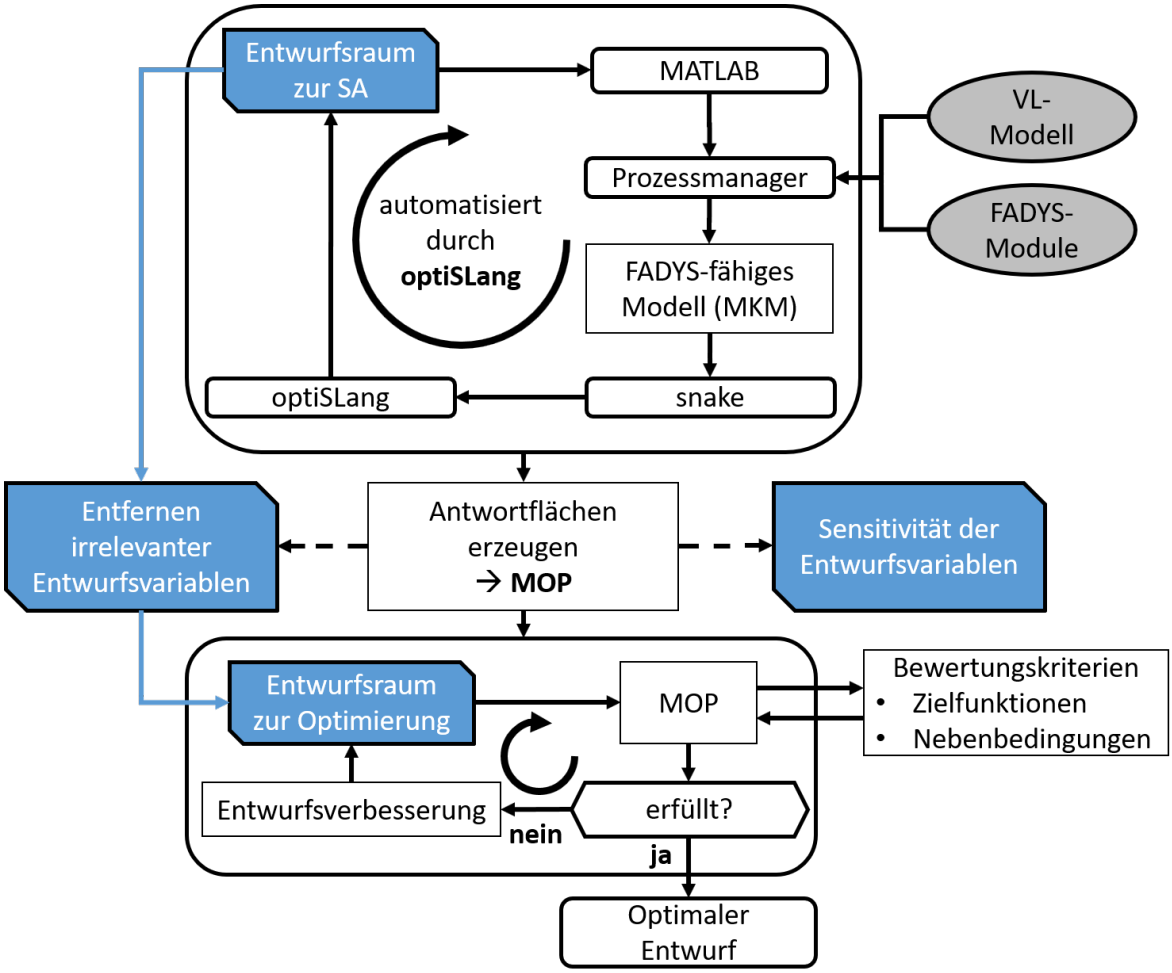

Abbildung 6.3: Optimierung beim Einsatz des MKM

Wie bereits im Lauf der Arbeit erwähnt, werden aus den oben genannten Gründen deterministische Optimierungsverfahren nicht eingesetzt. Basierend auf den generierten Metamodellen (nach MOP-Verfahren) kommen stattdessen stochastische Optimierungsverfahren zum Einsatz. Durch die Verwendung von Metamodellen kann die Anzahl der rechenintensiven Simulationen und deren Auswertungen für eine Optimierungsaufgabe reduziert werden, da die Simulationen lediglich als Stützstellen und zur Kontrolle des Modells verwendet werden und die Optimierung auf Basis des Metamodells erfolgt [SPKA01]. Dabei können die lastfall- und fachdisziplinspezifischen Metamodelle in den jeweiligen Abteilungen erstellt und anschließend in eine multikriterielle Optimierung eingebunden werden [SK00], [RBN15]. In der Studie [SHC11] wurde gezeigt, dass die Laufzeit der Optimierung durch Verwendung von Metamodellen im Gegensatz zu einer gradientenbasierten Optimierung mit mehreren Startpunkten und einem GA deutlich reduziert werden kann.

Basierend auf den generierten Metamodellen lässt sich die Optimierung anschließend durchführen. Dementsprechend ist dieses Verfahren die sogenannte antwortflächenbasierte Optimierung, deren Ablauf in Abbildung 6.3 veranschaulicht ist. Zu diesem Schritt sind die Metamodelle als Einsatzmodelle vorgesehen. Die stochastischen Optimierungsalgorithmen lassen sich hierzu anwenden. Zum einen sind die analytischen Metamodelle hoch effizient. Zum anderen ist der Umfang der Entwurfsvariablen reduziert. Die Pareto-optimalen Entwürfe werden somit gefunden. Die Bewertungskriterien lassen sich nach der Methode der Hierarchisierung in unterschiedliche Ebenen unterteilen. Die Pareto Entwürfe stehen den Gesamtfahrzeugingenieuren zur Verfügung. Die endgültige Entscheidung durch „Engineer Judgement“ wird von den Gesamtfahrzeugingenieuren getroffen.

7 Anwendungsbeispiel

Das im Laufe der vorliegenden Arbeit entwickelte Lösungskonzept lässt sich für ein industrielles Anwendungsbeispiel einsetzten, damit ein praxisnahes Problem gelöst werden kann. Hiermit wird das neue Konzept auf das City-Car von Daimler angewendet, für dessen Fahrverhalten Optimierungspotenzial nachgewiesen wurde. Einerseits wurde dieses Fahrzeug nach dem klassischen Entwicklungsprozess entwickelt und auf den Markt gebracht. Anderseits wurde von vielen Seiten nachgewiesen, dass noch Optimierungsbedarf besteht. Das Optimierungsziel unter Verwendung des neuen Lösungskonzepts liegt darin, dass sich das City-Car letztendlich bei allen interessierenden Szenarien vertrauenswürdig und sicher verhält.

7.1 Optimierungspotenzial des City-Cars

Aus der Bezeichnung City-Car geht hervor, dass dieses Fahrzeug hauptsächlich für den Stadtverkehr ausgelegt wurde. Dieses Fahrzeug ist durch seinen kurzen Radstand gekennzeichnet, wobei lediglich für den Fahrer und einen Beifahrer Sitzplätze vorhanden sind. Physikalisch verhält sich das Fahrzeug wegen des kurzen Radstands verhältnismäßig sensibel im Freiheitsgrad Drehen um die Hochachse (Gieren). Aufgrund des eingeschränkten Raums im Vorderwagen wird das Motor Getriebe Aggregat (MGA) im Heck eingebaut, woraus Heckantrieb resultiert. Eine andere Besonderheit des Fahrzeugs ist die De-Dion Hinterachse, welche heutzutage bei PKWs nur selten verbaut wird. Bei dieser Art von Achse ist es von großem Vorteil, dass sich der Sturzwinkel beim gleichseitigen und wechselseitigen Federn kaum verändert. Die Hinterachse ist in Bezug auf den Sturzwinkel stabil.

An der Vorderachse wird eine Federbeinachse oder auch McPherson-Achse eingesetzt, welche genauso wie die Hinterachse nach dem klassischen Entwicklungsprozess „intuitiv“ lokal optimiert wurde.

Darüber hinaus wurde aus der Entwicklungserfahrung mittels Fahrversuchen und den Kundenrückmeldungen öfter erwähnt, dass das Fahrzeug im Freiheitsgrad Gieren außergewöhnlich agil ist. Allein aus diesem Grund verhält sich das Fahrzeug beim dynamischen Manöver Geradeausbremsen nicht wie gewünscht. Eben auch beim quasistationären Szenario stationäre Kreisfahrt ist das Fahrverhalten bezüglich der Variation von Systemparametern sensibel. Eine weitere Besonderheit dieses Fahrzeugs ist das am Heck liegende MGA. Noch weitgehend unbekannt ist, ob die besonderen Charakteristiken wie MGA und De-Dion-Achse dem Fahrverhalten, speziell beim Geradeausbremsen, eine nennenswerte Rolle spielen. Solche offenen Fragen lassen sich mit Hilfe

des vorgestellten Lösungskonzepts bearbeiten. Die sensiblen Aspekte werden als erstes und zweites Optimierungskriterium betrachtet. Auf diese Weise wird die Optimierung des Fahrverhaltens im nachstehenden Abschnitt durchgeführt.

7.2 Lösungsmaßnahmen

Ab hier wird nach Lösungsansätzen für die Optimierung des Fahrverhaltens des City-Cars gesucht, welche aus Entwurfsvariablen, einer Sampling Methode der statistischen Versuchsplanung, der Priorisierung der Optimierungsziele sowie den Optimierungsalgorithmen zusammensetzen.

Entwurfsvariablen des City-Cars

Eine wichtige Aufgabe besteht darin, die Entwurfsvariablen der zu betrachtenden Baugruppen zu definieren, welche einerseits fahrzeugspezifisch und anderseits aus den Erfahrungen der Entwicklungsingenieure für die Bewertungskriterien bedeutend sind.

Bei den Baugruppen Vorder- und Hinterachse spielen die Anlenkpunkte und Lagersteifigkeiten der Radaufhängung für das Fahrverhalten eine wichtige Rolle. Die Entwurfsvariablen einzelner Baugruppen sind in Abbildung 7.1 veranschaulicht. Für das MGA muss der Schwerpunkt Berücksichtigung finden, da das Gewichtsverhältnis MGA zur Gesamtmasse deutlich größer als bei anderen PKWs ist. Aus diesem Grund sind die Postion dieses Aggregates und dementsprechend die dazugehörige Platzierung einzelner Komponenten im Motorraum zu untersuchen. Die Lenkung des City-Cars ist eine Zahnstangenlenkung. Im Hinblick auf das Fahrverhalten ist vor allem die Reibung zwischen Ritzel und Zahnstange in Mittelposition nicht zu vernachlässigen, wodurch das Lenkrad bei Geradeausfahren gehalten werden muss. Daher wird diese Reibung als Zahnstangenreibung bezeichnet. Die resultierende Torsionssteifigkeit aller Bauteile zwischen dem Lenkrad und dem Ritzel wird in die Torsionssteifigkeit der gesamten Lenkung zusammengefasst, welche aus Erfahrung für die Stabilität beim Geradeausfahren und das Ansprechverhalten beim Sinus-Lenken mit hochfrequenter Lenkeingabe besonders wichtig ist. Im Kontext des Fahrverhaltens, nämlich der Dynamik in Querrichtung, ist die CS bei fast allen Manövern zu untersuchen. Die Radstellung Sturz und Spur hat erfahrungsmäßig wesentliche Auswirkungen auf die maximal übertragbare Kraft zwischen Reifen und Fahrbahn.

Ein Überblick der Entwurfsvariablen der zu betrachtenden Baugruppen in der SA mit Hilfe von DoE wird in Tabelle 7.1 präsentiert, wobei die Entwurfsvariablen und ihre Anzahl bei jeder Baugruppe aufgelistet sind. Außerdem ist die minimale Anzahl der erforderlichen statistischen Versuchsplanungen (DoE) besonderes signifikant, da vor allem sichergestellt werden muss, dass hochgenaue Metamodelle erzeugt werden können. Zu viele DoE erhöhen die Rechenzeiten und den Bearbeitungsaufwand. Dies alles wird nur garantiert, wenn das Bewertungsmaß CoP einen angemessenen Grenzwert erreicht. Erfahrungsmäßig liegt der CoP eines vernünftigen Metamodells bei ungefähr 95%, vgl.

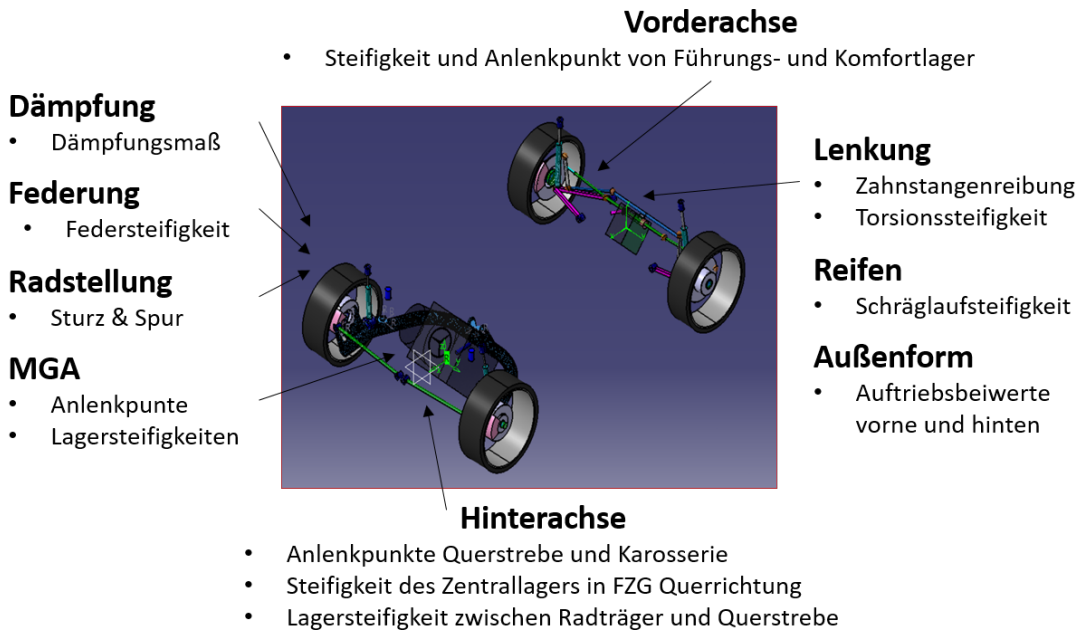

Abbildung 7.1: Entwurfsvariablen des City-Cars

Abschnitt 6.2.3. Die hochpräzisen Metamodelle legen dem Erfolg des angeschlossenen Optimierungsablaufs zugrunde.

Für Dämpfer stehen drei Kennlinien aus dem Serienstand zur Verfügung. Sie unterscheiden sich nicht wesentlich bei Anregungsfrequenz unter 4 Hz. Dämpfer ist aus diesem Grund für diese Optimierungsaufgabe des Fahrverhaltens des City-Cars nicht relevant.

Die Federung wird in der Optimierung des Fahrverhaltens auch nicht berücksichtigt, da die Federsteifigkeit stark von der Achsbelastung abhängig ist. Die Auslegung der Federung bezieht sich auf die Achsbelastung und die vorgegebene Schwingzahl. Für das City-Car gibt es fünf Sätze von Federungen aus dem Serienstand jeweils an Vorder- und Hinterachse. Die Federsteifigkeit variiert zwischen den Varianten um ca. 20 bis 30%. In der Optimierungsaufgabe des City-Cars werden die Fahrzeugmasse und die Schwerpunktlage konstant betrachtet. Die Achsbelastung ändert wegen der variierenden MGA-Schwerpunktlage nicht erheblich. In der Optimierungsaufgabe kann das Ziel an der Schwingzahl trotz unterschiedlicher Parametersätze noch erreicht werden. Die Toleranz der Federung spielt in diesem Sinne noch eine untergeordnete Rolle für das Fahrverhalten. Aus diesen Gründen werden weder die Federsteifigkeit noch deren Toleranz in Betrachtung gezogen.

Analog ist die Aerodynamik auch in Form von Kennlinien verfügbar, welche von Aerodynamikern generiert und den Gesamtfahrzeugingenieuren zur Verfügung gestellt wurden. Im Kontext der Optimierung des Fahrverhaltens lässt sich kein direkter physikalischer Zusammenhang zwischen den aerodynamischen Komponenten und dem Fahrverhalten herstellen. Deswegen wird die entsprechende Analyse unter Verwendung der traditionellen Entwicklungsmethode durchgeführt.

Die richtige Auswahl effektiver und effizienter Sampling Methoden wird für die statische Versuchsplanung (DoE) vorausgesetzt. Da für jede Baugruppe die Anzahl der Entwurfsvariablen unter 50 liegt, wird der Einsatz der ALHS Methode bei dem DoE favorisiert. Eine minimale Anzahl an DoE wurde nach der Relevanz dieser Größe und ihrem Einfluss mitberücksichtigt, vgl. Abschnitt 5.2. In der nachfolgenden Optimierung wird die Qualität der generierten Antwortflächen bewertet.

Tabelle 7.1: Baugruppenmäßige Entwurfsvariablen zur SA

Baugruppen	**Variablen**	**Anzahl**		
		diskreter Variablen	**Kennlinien**	**DoE**
Lenkung	· Zahnstangenreibung · Torsionssteifigkeit	· 2		· 50
Dämpfer	· Dämpfungsmaß		· 3	keine
Aerodynamik	· Auftriebsbeiwert		· 4	keine
MGA	· Anlenkpunkte · Steifigkeit der Aufhängung · Schwerpunktlage	· 12 · 7 · 6		· 144
Reifen	· Schräglaufsteifigkeit (CS)	· 2		· 30
Radstellung	· Sturz Vorderachse · Spur Vorderachse · Sturz Vorderachse · Spur Hinterachse	· 1 · 1 · 1 · 1		· 30 · 30 · 30 · 30
Vorderachse	· Lagersteifigkeit	· 6		· 30
Hinterachse	· Lagersteifigkeit · Anlenkpunkte	· 9 · 3		· 161

Optimierungsziele des City-Cars

Wie vorhin erwähnt wurde, ist der Freiheitsgrad Gieren wegen des kurzen Radstands hoch sensibel. Dies führt zu praxisrelevanten Problemen im Alltagsbetrieb und zu Kundenbeschwerden. Vor allem wird man mit dem Szenario Geradeausbremsen konfrontiert, welches in Alltagssituationen auftritt. Es spiegelt den unerwünschten Spurverlauf beim Geradeausbremsen wider, wobei das City-Car bei Teil- und Vollbremsung vor dem ABS-Eingriff offenbar zufällig zur linken oder rechten Seite gezogen wird. Noch

kritischer ist, dass je nach Betriebssituation das auftretende Bremsverhalten wegen hoher Sensibilität unerwartet sein kann. Das City-Car verhält sich beim Geradeausbremsen extrem sensibel, sodass eine kleine äußere Störung zu großem Querversatz bzw. Gieren führt.

Noch ausgeprägter kann dieses Phänomen beim Ausfahren von der Autobahn auftreten. In diesem Fall fährt das Fahrzeug links entlang den Autobahnleitplanken. Trifft ein unerwarteter Querversatz auf, droht das City-Car auf die rechten Leitplanken zu stoßen. Wenn das Fahrzeug eine nach rechts geneigte Fahrbahn befährt, wird der Linkslenker der wegen der Asymmetrie in Querrichtung noch sensitiver. Obwohl dieses Phänomen bei allen Fahrzeugsegmenten in kleinerem oder größerem Maße auftritt, wird es in Form von Giergeschwindigkeit und Querversatz bei dem City-Car stark wahrgenommen. Laut den Kunden-Feedbacks ist der unerwünschte Querversatz einen breiten Spektrum an Kunden bekannt. Aus diesen Gründen wird das Geradeausbremsen im Rahmen der Optimierung des Fahrverhaltens als erstes Kriterium betrachtet.

Interne Methode zum Geradeausbremsen

An dieser Stelle wird kurz auf die interne Entwicklungsmethode zum Geradeausbremsen eingegangen, welche eher ein statistisches Verfahren ist. Im Gegensatz zu dem Lösungskonzept in dieser Arbeit wird ein Referenzfahrzeug eingesetzt, welches nach dem Serienstand validiert ist. Es wird nicht auf die Variation der Baugruppen und Komponenten eingegangen. Stattdessen werden unterschiedliche Kombinationen aus Betriebssituationen wie z.B. das Niveau der Bremsdrücke, die Art des Bremsdruckaufbaus, die Straßenneigung und die Windrichtung erstellt. Die Abweichungen aller möglichen Kombinationen, welche außerhalb vorgegebener Werte sind, müssen statistisch gesehen klein sein. Das Fahrzeug wird hinsichtlich Geradeausbremsen freigegeben, wenn die Abweichungen unter dem Grenzwert liegen.

Mit diesem statistischen Verfahren wurde ermittelt, dass von der Baugruppe Bremsen nur das Bremsniveau eine Auswirkung auf das Geradeausbremsen hat. Die Art des Bremsdruckaufbaus ist nachweislich irrelevant. In diesem Szenario wird das Lenkrad vom Fahrer nicht losgelassen, wenn ein Fahrzeug aus mittlerer Geschwindigkeit gebremst wird. Die Fahrer tätigen das Bremspedal weder zu heftig noch zu sanft, sondern moderat, wobei die Tangentialbeschleunigung ungefähr 4 bis 5 m/s^2 erreicht, damit das ABS nicht eingreift. Durch eine Radialbeschleunigung von bis zu 2 m/s^2 wird das Fahrzeug zur Seite gezogen, welche bei dem City-Car etwa größer als bei anderen Baureihen ist.

7.3 Baugruppenmäßige Optimierung

Nach dem hier vorgeschlagenen Lösungskonzept wird die Optimierungsaufgabe baugruppenmäßig durchgeführt. Somit stehen sowohl die Sensitivität der Entwurfsvariablen als auch letztendlich die optimalen Entwürfe zur Verfügung. In diesem Abschnitt

werden die erreichten optimierten Ergebnisse dreier Baugruppen MGA, Vorderachse und Hinterachse explizit diskutiert und veranschaulicht. Am Ende lassen sich die erzielten Lösungsansätze aller Baugruppen und deren Wechselwirkung auf Gesamtfahrzeugebene darstellen.

7.3.1 MGA

Die Analyse und Optimierung des MGA fokussieren sich auf die Schwerpunktlage und die Aufhängung, nämlich Anlenkpunkte und Lagersteifigkeiten, siehe Abbildung 7.2. Dabei kann Anlenkpunkt in jeder Richtung um 40 mm variiert werden, so dass diese Variation praktisch umsetzbar und realistisch ist. Ausgehend vom Serienstand wird die statische Steifigkeit der Aggregatlager in jeder Richtung um 20 % weicher und härter variiert, wobei diese Variation in der Tat ambitionierter betrachtet werden kann. Die Schwerpunktlage wird moderat von der ursprünglichen Position um 20 mm in den drei translatorischen Richtungen verschoben, da der Motorraum wegen vieler Komponenten vom Platzangebot her stark eingeschränkt ist.

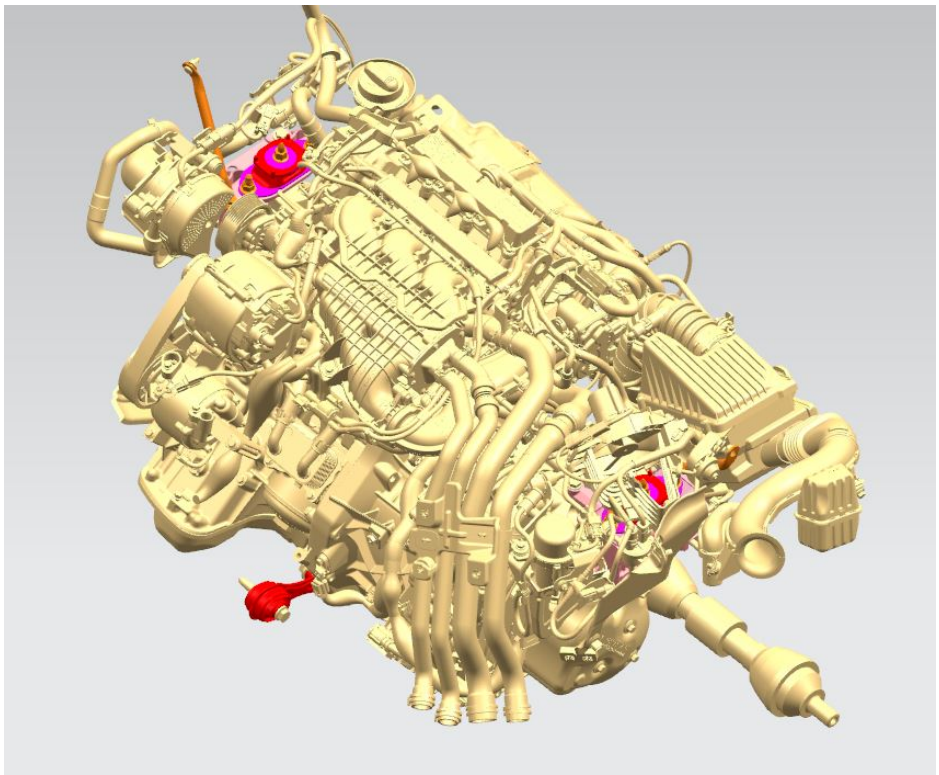

Abbildung 7.2: CAD Abbildung der Baugruppe MGA

Insofern gibt es bei der Baugruppe MGA insgesamt 25 Entwurfsvariablen zu analysieren, siehe Tabelle 7.1. In der statistischen Versuchsplanung wurde die Sampling Methode ALHS angewendet. Basiert auf dem Bewertungsmaß CoP sind die Metamodelle hochgenau. Beispielsweise beträgt der durchschnittliche CoP der Antwortfläche

des Querversatzes in der 2. Sekunde nach Bremsbeginn 95 %, siehe Abbildung 7.3. Dabei beträgt der lokale CoP 97 % im zu minimierenden Bereich.

Mit Hilfe der Bewertungsmaße CoC und CoP lassen sich die lineare und die nichtlineare Korrelation der Entwurfsvariablen identifizieren, siehe Tabelle 7.2.

In dieser Tabelle sind lediglich sechs Koordinaten des MGA einzutragen, da einerseits der Anlenkpunkt und die Lagersteifigkeit hauptsächlich in Bezug auf CoP keine Zusammenhänge mit dem zu interessierenden Querversatz in der 2. Sekunde haben. Andererseits weisen sie eine ziemlich kleine lineare Korrelation auf, wobei alle CoC-Werte sogar kleiner als 0,1 sind. Hinsichtlich der Giergeschwindigkeit, welche ein anderes Bewertungskriterium für das Geradeausbremsen ist, sind die dazugehörigen CoC und CoP in Tabelle 7.3 zu finden.

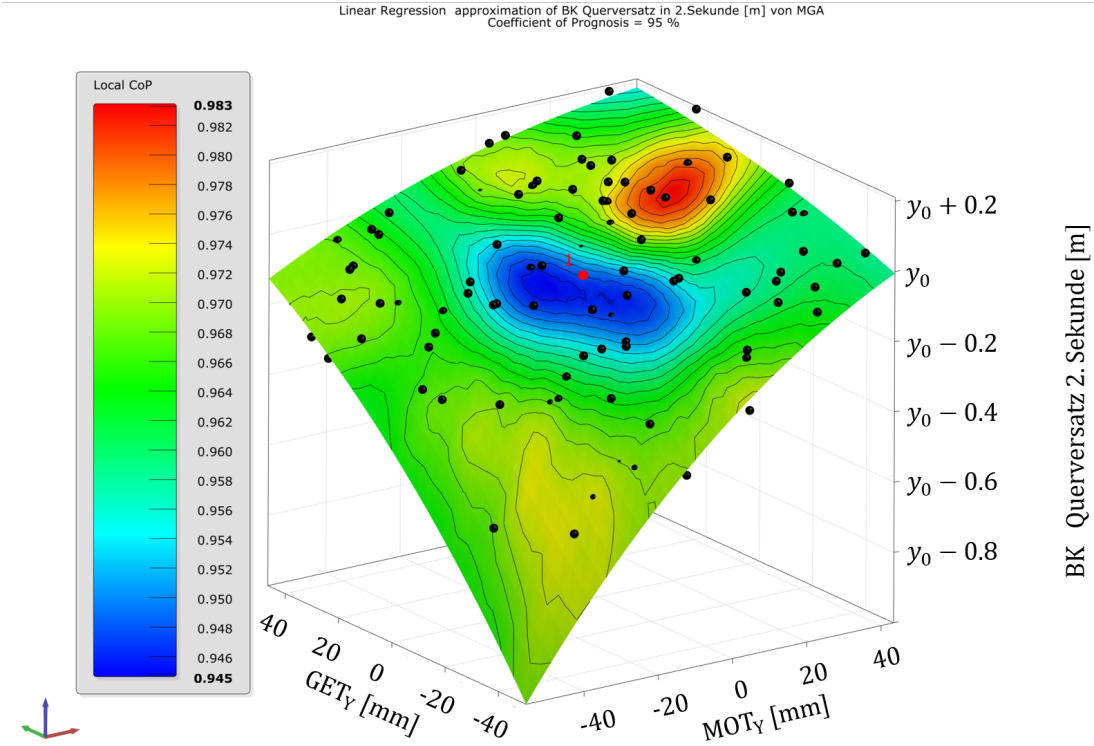

Abbildung 7.3: Antwortfläche des Querversatzes in 2. Sekunde nach Bremsbeginn der Baugruppe MGA

Tabelle 7.2: Identifikation der Entwurfsvariablen der Baugruppe MGA zum Querversatz in 2. Sekunde nach Bremsbeginn

	MOT_X	MOT_Y	MOT_Z	GET_X	GET_Y	GET_Z
CoC	0.699	-0.124	-0.081	0.418	-0.063	0
CoP	56%	1%	0	21%	0	0

Interessanterweise sind nur die Koordinaten für das Fahrverhalten relevant. Genauer gesagt hat die Schwerpunktlage in Fahrzeughoch- und querrichtung Auswirkungen

Tabelle 7.3: Identifikation der Entwurfsvariablen der Baugruppe MGA zur Giergeschwindigkeit in 1. Sekunde nach Bremsbeginn

	MOT_X	MOT_Y	MOT_Z	GET_X	GET_Y	GET_Z
CoC	0.589	-0.189	0	0.408	-0.129	-0.086
CoP	41%	6%	0%	22%	3%	2%

auf das Geradeausbremsen und andere Manöver. Die Motoraufhängung kommt in diesem Sinne zur Optimierung nicht in Frage, da weder eine lineare noch nichtlineare Korrelation mit dem Fahrverhalten erkannt wurde. Das heißt, dass die Anlenkpunkte und Lagersteifigkeiten für das Fahrverhalten keine Rolle spielen. Diese Erkenntnisse können die Fragen der Versuchsingenieure aus Versuchserfahrungen beantworten, dass eine höhere Lagersteifigkeit nicht zu einem geringeren Gieren führen würde.

Allerdings wird die maximale Giergeschwindigkeit beim Manöver LWS und $\mu{-}Split$ (MUE) erhöht, wenn das Geradeausbremsen verbessert wird. Die Korrelation zwischen der maximalen Giergeschwindigkeit beim Lenkwinkelsprung und dem Querversatz beim Geradeausbremsen ist in Abbildung A.2 im Anhang gezeigt. Zwischen den beiden Kenngrößen beträgt der CoC -0.88, mit welchem ein linearer Zusammenhang nachgewiesen wurde. Da die beiden Kriterien minimiert werden müssen, weist dies auf einem Konflikt hin. Weitere lineare Zusammenhänge und nichtlineare Korrelationen unter den Bewertungskriterien konnten nicht identifiziert werden. Wird das Geradeausbremsen optimiert, lassen sich die restlichen Kriterien eben auch verbessern. Deswegen konzentriert sich die Optimierungsaufgabe unter der Baugruppe MGA hauptsächlich auf die oben erwähnten drei Manöver Geradeausbremsen, LWS und MUE.

Die angeschlossene Optimierung beruht auf den Metamodellen beider Manöver. Die generierte Antwortfläche der max. Giergeschwindigkeit beim LWS ist in Abbildung A.3 im Anhang gezeigt. Die dazugehörigen identifizierten Entwurfsvariablen werden in Tabelle 7.4 dargestellt. Dabei wurde die Lagersteifigkeit des rechten Lagers in Fahrzeugquerrichtung $Lager_{RADY}(r)$ bezüglich des Manövers LWS als relevant identifiziert.

Tabelle 7.4: Identifikation der Entwurfsvariablen der Baugruppe MGA zur max. Giergeschwindigkeit bei LWS

	MOT_X	MOT_Y	GET_X	GET_Y	$Lager_{RADY}(r)$
CoC	-0.656	0.195	-0.434	0.138	-0.130
CoP	43%	5%	20%	2%	3%

In Summe werden die Koordinaten der Schwerpunktlage des MGA und die Lagersteifigkeit in einer Richtung im Anschluss in den Optimierungslauf einfließen. Damit das globale Optimum gefunden werden kann, kommen die Algorithmen EA zum Einsatz. Mit einer Start-Population von 1000 und einer Archivierungsgröße von 20 angefangen, konvergiert die Optimierung nach 100 Eltern (Number of Parents) in der 9900. Generation. Die einzelnen erzielten stochastischen Punkte der beiden Kriterien Querversatz in der 2. Sekunde nach Bremsbeginn und maximale Giergeschwindigkeit beim LWS werden in Abbildung 7.4 gezeigt. Die typische Pareto-Front (Pareto-optimale Entwürfe)

lässt sich somit abbilden und erkennen, welche durch rote Punkte gekennzeichnet sind. Vom Absolutwert her kann das Geradeausbremsen (BK) in größerem Maße optimiert werden, als die max. Giergeschwindigkeit beim LWS beschädigt wird. Dies gilt ebenso für den maximalen Schwimmwinkel an der Hinterachse beim LWS, siehe Abbildung A.4 im Anhang.

Die optimale Wahl wird anhand der Pareto-Front so getroffen, dass der Querversatz beim Geradeausbremsen (intern auch als BK genannt) im realistischen Maße möglichst optimiert wird. Gleichzeitig darf das Verhalten beim LWS hinsichtlich maximaler Giergeschwindigkeit und Schwimmwinkel an der Hinterachse nicht allzu sehr verschlechtert werden. siehe die 2143. Generation in Abbildung 7.4.

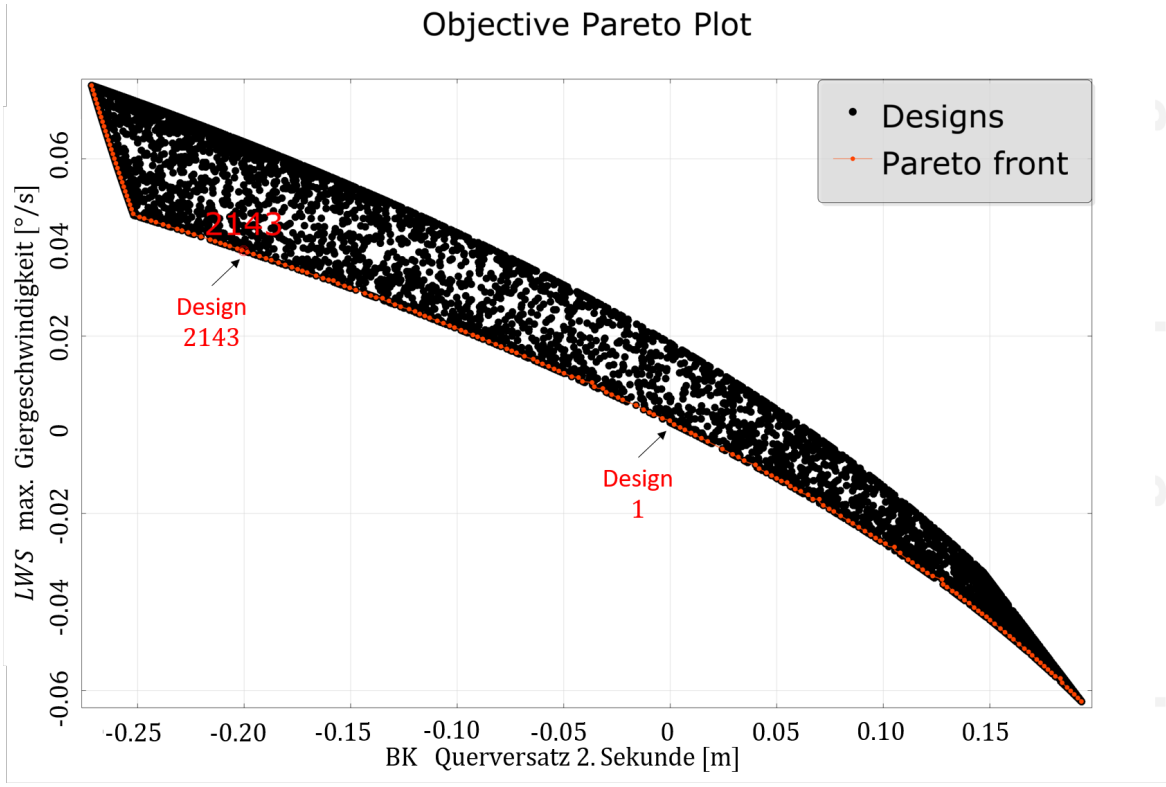

Abbildung 7.4: Pareto-Front zwischen BK Querversatz und max.Giergeschwindigkeit bei LWS

Somit wird bei der Optimierung des Fahrverhaltens so vorgegangen, dass der Querversatz moderat um ungefähr $4,5$ % reduziert wird. Dabei liegen die anderen Kriterien im Rahmen der vordefinierten Kennwerte, siehe Tabelle 7.5. Die optimierte Auslegung des MGA bezieht sich hauptsächlich auf die Koordinaten in Fahrzeuglängs- und querrichtung. Bei dieser Auslegung wird das Aggregat im Fahrzeug nach links und oben jeweils um $15,7$ mm (lokaler Koordinate MGA_Y) und $28,3$ mm (MGA_Z) verschoben. Diese Änderung kann in der Praxis entweder bei den Serienfahrzeugen oder bei der nächsten Generation leicht realisiert werden. Ambitionierte Änderungsvorschläge größerer Dimension müssen allerdings detailliert überlegt und diskutiert werden.

An dieser Stelle müssen die optimalen Lösungsansätze diskutiert werden. Bei dem Geradeausbremsen (BK) wird so angenommen, dass ein Fahrzeug in den meisten Fällen nach rechts zieht. So wird das Manöver Geradeausbremsen in dieser Arbeit abgebildet. Die optimierte Auslegung des MGA reduziert den Querversatz des Fahrzeugs nach rechts und das Gieren im Uhrzeigersinn, da das Aggregat verschoben wird. Obwohl diese Lösung das Fahrverhalten in meisten Fällen verbessert, kann allerdings durchaus die Situation vorkommen, dass diese Lösung das Fahrverhalten in Bezug auf das Geradeausbremsen ungünstig beeinflusst.

Obwohl die linke Seite des Fahrzeugs oft mit nur einem Fahrer mehr belastet wird, kann eine kritische Betriebssituation nicht ausgeschlossen werden. In dem Fall ist das Fahrzeug links und rechts nicht symmetrisch belastet. Die oben erzielte optimale Lösung führt dazu, dass das auf dieser Weise belastete Fahrzeug „von Natur aus“ bzw. intrinsisch beim Geradeausbremsen nach links gezogen wird. Obwohl dieser Fall sehr selten auftritt, müssen die Gesamtfahrzeugingenieure dies im Hinterkopf behalten. Allerdings begünstigt diese optimale Lösung das Verhalten des Fahrzeugs beim Geradeausbremsen nach dem internen Auswertungsverfahren, vgl. Abschnitt 7.2.

Tabelle 7.5: optimierte Auslegung des MGA

	$y_{2.Sek}$	max. $\dot{\psi}$	max. β_h	MGA_X	MGA_Y	MGA_Z	$Lager_{RADY}(r)$
Ref	100 %	100 %	100 %	X_0	Y_0	Z_0	100 %
opt.	-4,50 %	0,20 %	0.00 %	X_0+0	Y_0-15,7	Z_0+28,3	+ 3 %

7.3.2 Hinterachse

Ein wichtiges System im Hinblick auf das Fahrverhalten ist das Fahrwerk, dessen Potenzial bzw. Charakter analysiert und ausgeschöpft werden muss. Bei dem City-Car ist eine De-Dion-Achse (ARC) als Hinterachse zum Einsatz gekommen, siehe Abbildung 7.5. Diese Art Achse ist wegen geringer Kosten von Vorteil. Außerdem verhält sich der Sturzwinkel dieser Achse bei äußeren Belastungen stabil. Bei gleich- oder wechselseitigen Einfederungen bzw. Belastungen ändert er sich nur in sehr geringem Maße.

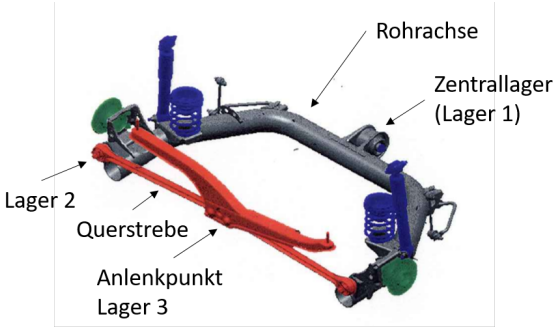

Abbildung 7.5: Skizze der Baugruppe Hinterachse

Es besteht trotzdem Potenzial zur Optimierung hinsichtlich des Fahrverhaltens. Zum einen wurde diese Achse unmittelbar von der vorherigen Fahrzeuggeneration komplett übernommen. Am neuen Fahrzeug ist die Achse nur etwas breiter geworden. Die restlichen geometrischen Eigenschaften blieben unverändert.

An dieser Hinterachse lassen sich ein Anlenkpunkt zwischen Querstrebe und Karosserie sowie die Lagersteifigkeiten an drei Stellen optimieren, wozu das Zentrallager (Lager 1), das Lager zwischen Querstrebe und Rohrachse (Lager 2) sowie das Lager zwischen Querstrebe und Karosserie (Lager 3) gehören. Das Zentrallager ist ein quer liegendes Lager, welches die Rohrachse und die Karosserie verbindet. Unter dieser Baugruppe gibt es insgesamt 12 Entwurfsvariablen zu untersuchen. Zur Generierung der Metamodelle wurden nach der Sampling Methode ALHS in Summe 161 DoE vorgegeben, siehe Tabelle 7.1. Für den Querversatz in der 2. Sekunde nach Bremsbeginn beim Geradeausbremsen beträgt der durchschnittliche CoP 96%, wobei im zu minimierenden Bereich der lokale CoP höher ist, siehe Abbildung 7.6.

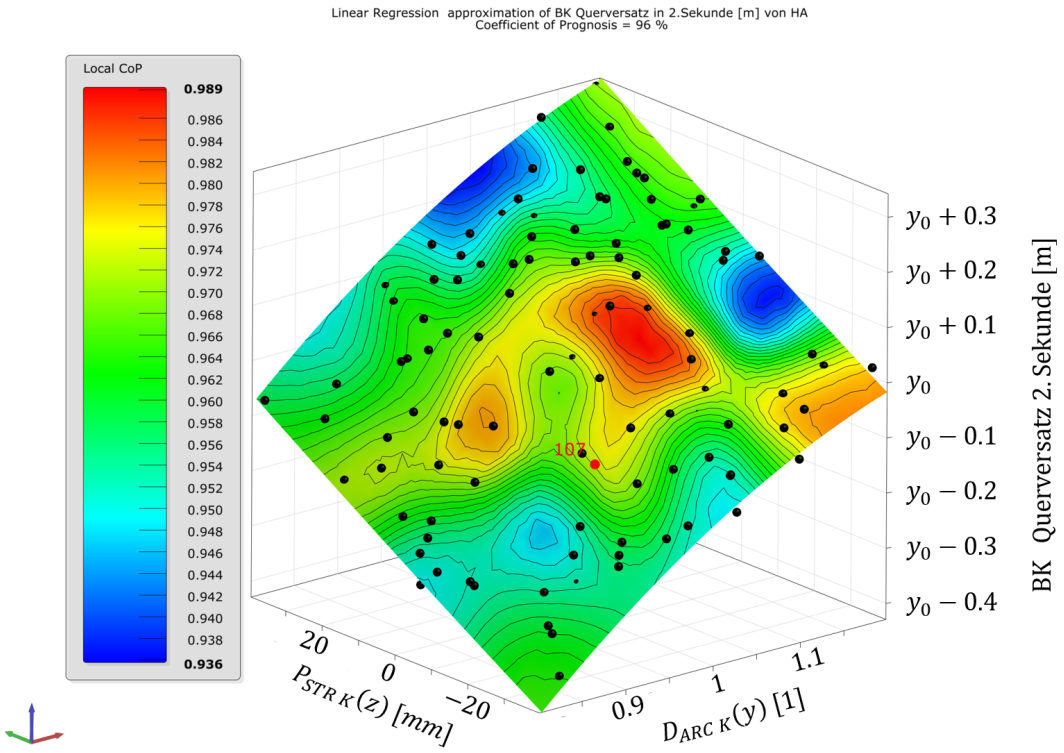

Abbildung 7.6: Antwortfläche des Querversatzes in 2. Sekunde nach Bremsbeginn der Baugruppe HA

An der HA wurden mittels CoC und CoP der Anlenkpunkt zwischen Querstrebe und Karosserie in Fahrzeughochrichtung $P_{STR\ K}(z)$ und das Zentrallager in Fahrzeugquerrichtung ($D_{ARC\ K}(y)$ für das Geradeausbremsen als relevant identifiziert, wobei ein linearer Zusammenhang erkannt wurde. In Fahrzeuglängs- und querrichtung hat dieser Anlenkpunkt weniger Korrelation, ist aber auch relevant, siehe Tabelle 7.6.

Unter anderem wurden die Kriterien bei den Manövern LWS und MUE als relevant

identifiziert, wobei die jeweilige maximale Giergeschwindigkeit im Konflikt mit dem Geradeausbremsen steht. Dies lässt sich auch mittels des jeweiligen CoC der Größe $P_{STR\ K}(z)$ erkennen, wobei lineare Zusammenhänge erkannt wurden, siehe CoC-Werte in Tabelle 7.6. Die interessierenden Antwortflächen der Manöver LWS und MUE sind hochgenau und haben einen durchschnittlichen CoP von 98 %, siehe Abbildungen A.5 und A.6 im Anhang.

Tabelle 7.6: Identifikation der Entwurfsvariablen der Baugruppe Hinterachse

$y_{2.Sek}$ (BK)	$P_{STR\ K}(x)$	$P_{STR\ K}(y)$	$P_{STR\ K}(z)$	$D_{ARC\ K}(y)$
CoC	-0,085	0,098	**0,616**	0,717
CoP	0%	0%	41%	53%
$\dot{\psi}_{1.Sek}$ (BK)	$P_{STR\ K}(x)$	$P_{STR\ K}(y)$	$P_{STR\ K}(z)$	$D_{ARC\ K}(y)$
CoC	-0,157	0,119	**0,599**	0,712
CoP	3%	2%	40%	53%
$max.\dot{\psi}$ LWS	$P_{STR\ K}(x)$	$P_{STR\ K}(y)$	$P_{STR\ K}(z)$	$D_{ARC\ K}(y)$
CoC	-0,010	-0,054	**-0,980**	0,212
CoP	0%	0%	3%	95%
$max.\dot{\psi}$ MUE	$P_{STR\ K}(x)$	$P_{STR\ K}(y)$	$P_{STR\ K}(z)$	$D_{ARC\ K}(y)$
CoC	-0,033	-0,040	**-0,983**	0,195
CoP	0%	0%	2%	96%

Es lässt sich erkennen, dass der Anbindungspunkt der Achse in Fahrzeughochrichtung ($P_{STR\ K}(z)$) stark zum Fahrverhalten hinsichtlich der oben erwähnten Kriterien beträgt. Die Optimierung in Bezug auf die HA fokussiert sich auf den Querversatz sowie die max. Giergeschwindigkeit bei den Manövern LWS und MUE, wobei alle drei Kriterien zu minimieren sind. Die EA wurden hinzu angewendet. Der Anlenkpunkt lässt sich in jeder Richtung ziemlich moderat jeweils um 20 mm variieren. Die Steifigkeit des Zentrallagers wird analog zu den andern Lagern um bis zu 20% weicher oder steifer gemacht. Angefangen mit einer Start-Population von 1000 und einer Archivierungsgröße von 20 konvergiert die Optimierung nach 100 Eltern (Number of Parents) in der 9900. Generation. Die durch stochastische Algorithmen erzielten Punkte sind in Abbildung 7.7 dargestellt, in welcher die typische Pareto-Front zwischen dem Querversatz beim Geradeausbremsen (BK) und der maximalen Giergeschwindigkeit bei LWS zu erkennen sind. Der Pareto-Front zwischen dem Querversatz beim Geradeausbremsen und der maximalen Giergeschwindigkeit bei MUE ist in Abbildung A.7 im Anhang gezeigt.

Dafür muss zwischen beiden Kriterien eine angemessene Auswahl getroffen werden. Ausgehend vom Referenzfahrzeug ergibt sich, dass der Querversatz um ungefähr 7 % reduziert wird. Bei der optimierten Auslegung der Hinterachse sind die jeweiligen Kriterien in Tabelle 7.7 dargestellt. Es wird herausgefunden, dass die max. Giergeschwindigkeit bei den beiden Manövern um $1,0$ % und $1,5$ % angestiegen ist. Dabei wurde die Steifigkeit des Zentrallagers um 20 % weicher und der Anlenkpunkt in Fahrzeughochrichtung nach unten um $16,8$ mm verschoben. Solch eine Änderung ist in der Realität durchaus erreichbar. Eine noch ambitioniertere Verbesserung wäre es, wenn

der Anlenkpunkt noch weiter nach unten gelegt würde. Allerdings würde dann die Bodenfreiheit des Fahrzeugs beeinträchtigt.

Tabelle 7.7: optimierte Auslegung der HA

	$y_{\ 2.Sek}$ (BK)	$max.\ \dot{\psi}$ (LWS)	$max.\ \dot{\psi}$ (MUE)	$P_{STR\ K}(z)$	$D_{ARC\ K}(y)$
Ref	100%	100%	100%	$z_0\ mm$	100%
opt.	$-7,2\%$	$+1,0\%$	$+1,5\%$	$(z_0 - 16,8)\ mm$	80%

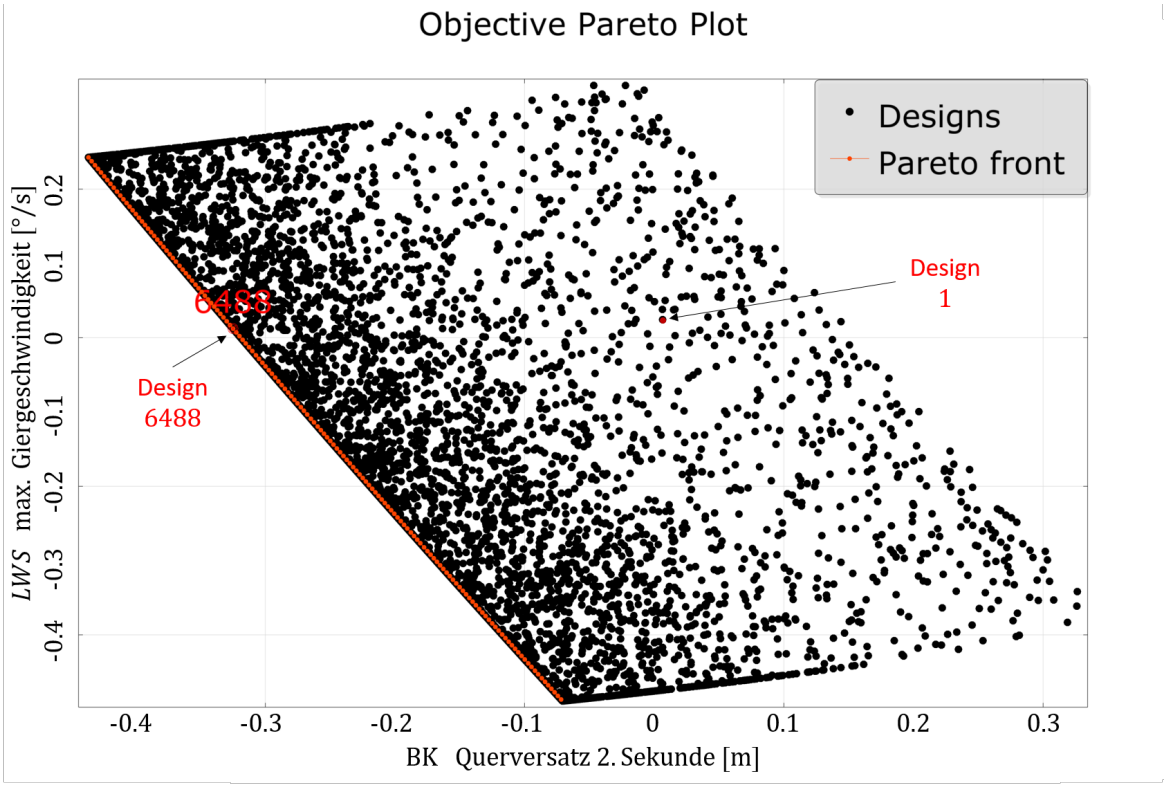

Abbildung 7.7: Pareto-Front zwischen max. Giergeschwindigkeit bei LWS und Querversatz in 2.Sekunde nach Bremsbeginn bei BK der Baugruppe HA

7.3.3 Vorderachse

An die Vorderachse des City-Cars ist die klassische Federbeinachse zum Einsatz gekommen. In dieser Arbeit werden das vordere und hintere Lager analysiert und optimiert. Beide Lager sind stehend eingebaut, so dass die axiale Richtung der Lager ungefähr entlang der Fahrzeughochrichtung verläuft. Im Gegensatz zu den anderen Baureihen ist die Lagerung des City-Cars anders ausgelegt, wobei das vordere Lager mit deutlich geringerer Steifigkeit als Komfortlager ausgelegt ist. Das hintere Lager mit erheblich größerer Steifigkeit ist das Führungslager.

Je drei translatorische Steifigkeiten von zwei Lagern sind also zu untersuchen, sodass sich insgesamt 6 Entwurfsvariablen ergeben. Es wurden 30 Versuchspläne zugrunde

gelegt, siehe Tabelle 7.1. Erfahrungsgemäß ist für das Fahrverhalten die Steifigkeit beider Lager in Fahrzeugquerrichtung ($D_{V\ KOM}(y)$ und $D_{H\ FUE}(y)$) vom besonderen Interesse. Dies wurde mit Hilfe der statistischen Versuchsplanung nachgewiesen. Im Optimierungslauf wird die Steifigkeit in jeder Richtung um bis zu 20 % variiert.

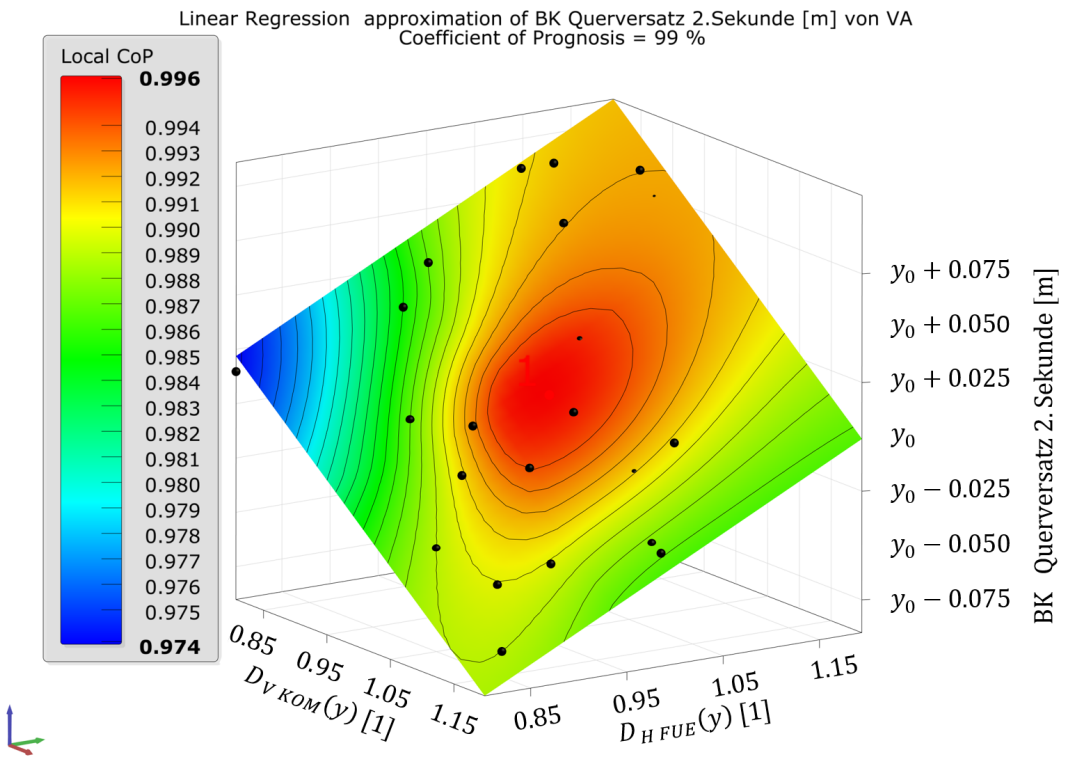

Abbildung 7.8: Antwortfläche des Querversatzes in 2. Sekunde nach Bremsbeginn der Baugruppe Vorderachse

Die abgebildeten Antwortflächen der Bewertungskriterien wurden extrem genau mit den relevanten Entwurfsvariablen generiert, da das interessierende Fahrverhalten stark von den beiden Entwurfsvariablen abhängig ist, siehe beispielsweise Abbildung 7.8. Es wurde gezeigt, dass für die Querdynamik die Steifigkeit in Fahrzeugquerrichtung von großer Bedeutung ist. Die Antwortflächen von fast allen Kriterien lassen sich mit den beiden Entwurfsvariablen hervorragend generieren, siehe z.B. Abbildung A.8 im Anhang. Die einzelnen CoP_i sind in Tabelle 7.8 eingetragen. Dabei ist die Summe einzelner CoP_i größer als die totale CoP. Somit wird die Interaktion zwischen den identifizierten Variablen deutlich. Es ist sinnvoll eher den CoP als den CoC zu untersuchen, da aufgrund der Interaktion anstelle eines einzelnen Lagers eher die beiden Lager gleichzeitig berücksichtigt werden müssen.

Mit einem Blick auf die Antwortfläche lässt sich der Querversatz beim Geradeausbremsen reduzieren, selbst wenn das vordere Komfortlager weicher und das hintere Führungslager versteift wird. Diese Erkenntnis ist nicht neu. Aber solch eine Entscheidung muss vorsichtig getroffen werden, da ein klarer Konflikt mit dem maximalen Gierwinkel bei dem Manöver MUE identifiziert werden kann, siehe Abbildung A.9 im

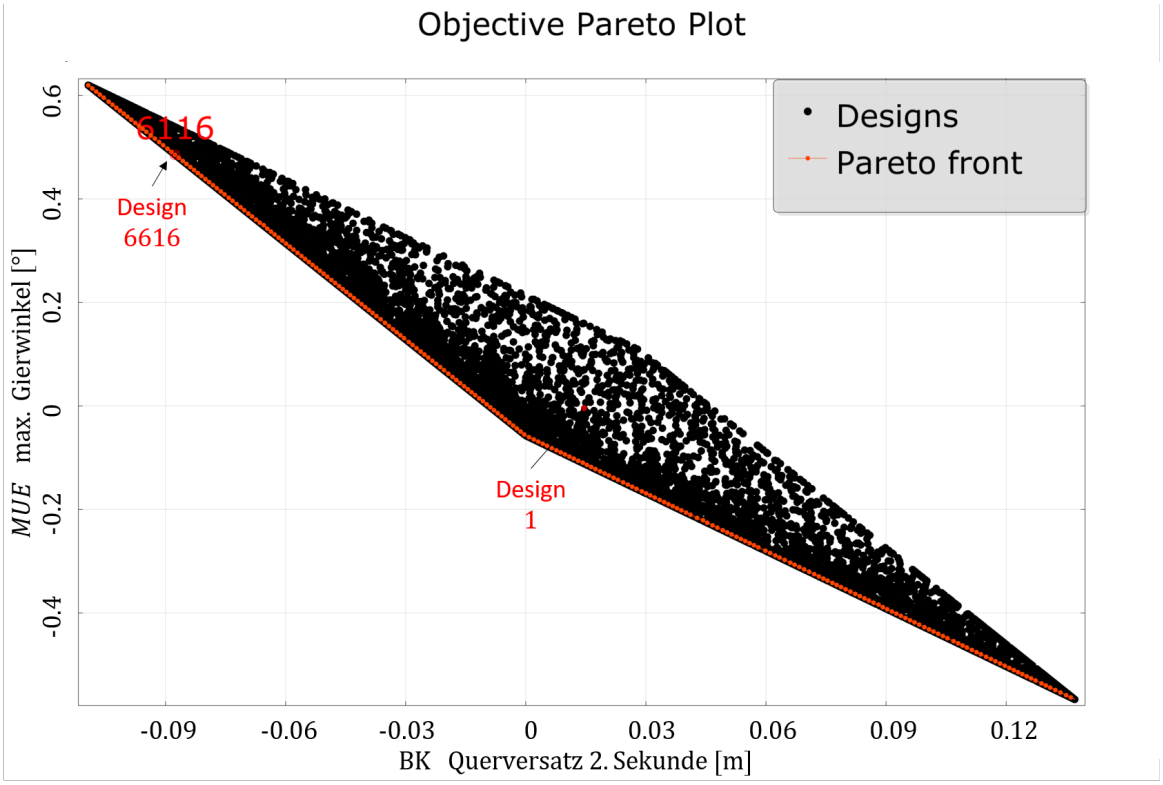

Abbildung 7.9: Pareto-Front zwischen max. Gierwinkel bei MUE und Querversatz in 2.Sekunde nach Bremsbeginn bei BK der Vorderachse

Tabelle 7.8: Identifikation der Entwurfsvariablen der Baugruppe Vorderachse

$y_{2.Sek}$ (BK)	$D_{V\ KOM}(y)$	$D_{H\ FUE}(y)$	$D_{H\ FUE}(x)$
CoP	71%	56%	0%
$\dot{\psi}_{1.Sek}$ (BK)	$D_{V\ KOM}(y)$	$D_{H\ FUE}(y)$	$D_{H\ FUE}(x)$
CoP	55%	73%	0%
$y_{2.Sek}$ (BK)	$D_{V\ KOM}(y)$	$D_{H\ FUE}(y)$	$D_{H\ FUE}(x)$
CoP	33%	35%	3%
$\dot{\psi}_{1.Sek}$ (MUE)	$D_{V\ KOM}(y)$	$D_{H\ FUE}(y)$	$D_{H\ FUE}(x)$
CoP	52%	72%	1%

Tabelle 7.9: optimierte Auslegung der Vorderachse

	$y_{2.Sek}$ (BK)	max. ψ MUE	$D_{V\ KOM}(y)$	$D_{H\ FUE}(x)$
Ref	100%	100%	100%	100%
opt.	-2,0 %	+3,0 %	+20%	-12%

Anhang. Dabei wird ein ausgeprägter linearer Zusammenhang mit einem CoC von $-0,963$ erkannt. Da die beiden Kriterien minimiert werden müssen, lässt sich eine optimale Lösung dazwischen finden.

Da die Steifigkeit des hinteren Führungslagers in Fahrzeughochrichtung ($D_{H\ FUE}(x)$) wenig relevant ist, wird diese Variable nicht in die Optimierung einfließen. Auf die Baugruppe Vorderachse werden stochastische Algorithmen bzw. EA angewendet. Nach 9900 Generationen wurde eine Pareto-Front sichtbar. Entlang dieser Linie wird nach *Best Engineering Judgement* die Entscheidung des Parametersatzes getroffen. Beispielsweise wird der Querversatz um 2 % reduziert, wenn das vordere Komfortlager um gut 20 % steifer und das hintere Führungslager um ungefähr 10 % weicher wird, siehe Tabelle 7.9. Diese Änderung lässt sich in der Realität erreichen, da eine Versteifung des weichen vorderen Komfortlagers und eine Erweichung des ziemlich steifen hinteren Führungslagers praktisch umsetzbar sind.

Obwohl sich die Steifigkeit der Lager um 10 bis 20 % vom Serienfahrzeug unterscheidet, kann das Hauptkriterium nur ungefähr um 2 % reduziert werden. Solch eine Änderung verschlechtert hingegen dem Fahrkomfort im höheren Frequenzbereich. Hohe Steifigkeiten führen auch zu Schwierigkeiten bei der Betriebsfestigkeit. Deshalb müssen die Entscheidungen solcher optimalen Entwürfe vorsichtig getroffen werden.

Bisher wurden die optimalen Entwürfe von drei Baugruppen des City-Cars vorgestellt, welche allein angesichts der optimierten Komponenten zur Optimierung des Fahrverhaltens verwendet wurden. Unter diesen drei Baugruppen wurden neue Erkenntnisse gewonnen, welche unmittelbar auf die nächste Generation des Fahrzeugs übertragen werden können. Im folgenden Abschnitt fokussiert sich die Optimierung auf die restlichen Baugruppen, welche nicht als Besonderheit im Vergleich zu den anderen Baureihen gelten. Die Wechselwirkung unter allen Baugruppen ist beim Umsetzen in die Praxis vom großen Interesse, da die erzielte optimale Lösung einzelner Baugruppe wegen der Wechselwirkungen nicht algebraisch addiert werden kann.

7.3.4 Dämpfung und Aerodynamik

Die optimalen Entwürfe aller restlichen Baugruppen werden in diesem Abschnitt nicht wie bei den zuvor betrachteten drei Baugruppen, sondern deren als Endergebnisse vorgestellt. Zunächst werden die Ergebnisse der kontinuierlichen Entwurfsvariablen von Dämpfung und Aerodynamik betrachtet. Nach dem klassischen Entwicklungsprozess werden weder statistische Versuchsplanung noch Optimierung durchgeführt. Zwischen den drei Serienständen der Dämpfung lässt sich das Hauptkriterium Geradeausbremsen maximal um $0,6$ % verbessern. Innerhalb realistischer Wertebereiche der Auftriebsbeiwerte, d.h. die Kombination von weniger Auftriebskraft an Hinterachse und mehr an Vorderachse, wird das Geradeausbremsen um $4,9$ % optimiert, siehe Abbildung 7.10. Diese Verbesserung ist beim Geradeausbremsen aus mittlerer Geschwindigkeit sehr groß.

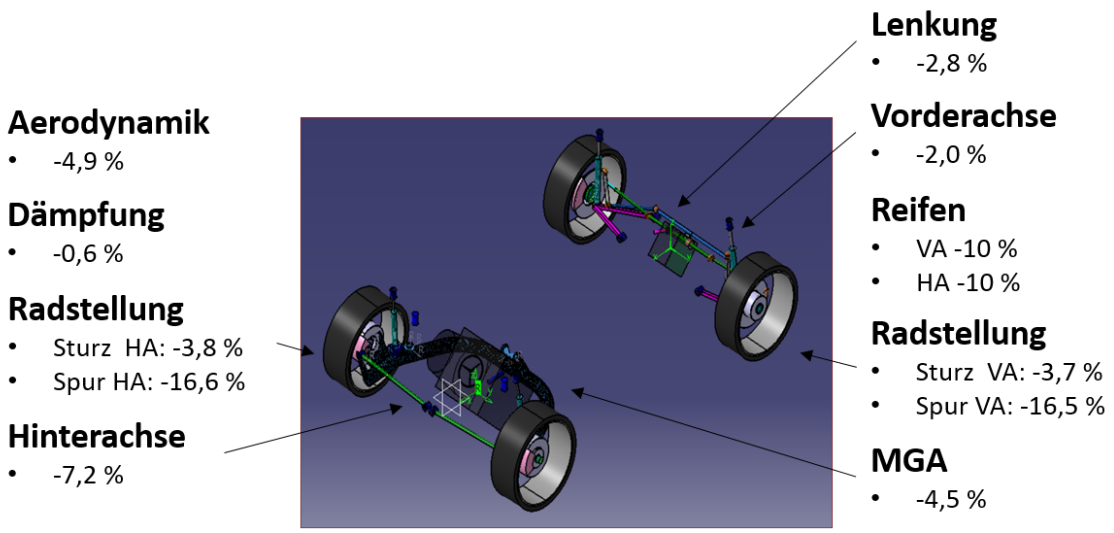

Abbildung 7.10: optimierte Auslegung des City-Cars

7.3.5 Lenkung

An der Lenkung wurden die Zahnstangenreibung und die Torsionssteifigkeit untersucht, wobei beide jeweils vom Serienstand ausgehend moderat um 20 % variiert wurden. In Summe lässt sich das Geradeausbremsen um $2,8$ % verbessern, selbst wenn die Zahnstangenreibung und Torsionssteifigkeit gleichzeitig reduziert werden. Diese Änderungen lassen dann auch in der Realität umsetzen. Laut den Messdaten aus Lenkungsversuchen befinden sich solche Variationen noch in den Toleranzbereichen. Eine richtige Umsetzung erfolgt durch das Toleranzmanagement der Baugruppe Lenkung zusammen mit dem Lieferanten dieses Systems.

7.3.6 Reifen

Beim Reifen wird die Optimierung hauptsächlich auf die Schräglaufsteifigkeit (CS) fokussiert. Zum einen ist sie unmittelbar für das Fahrverhalten sowohl im niedrigen (Querdynamik) als auch hohen Frequenzbereich (Fahrkomfort) relevant. Zum anderen lassen sich viele Reifenparameter entweder des einfachsten schlupfbasierten oder eines komplexesten physikalischen Reifenmodells letztendlich in einem Zusammenhang mit der Schräglaufsteifigkeit bringen. Darüber Hinaus kann diese praxisnahe explizite Kenngröße leicht am Prüfstand ermittelt werden. Ausgehend vom validierten Referenzfahrzeug lassen sich die Schräglaufsteifigkeiten der Sommer- und Winterserienreifen des City-Cars bis zu 20% variieren. In diesem Kontext wird die Untersuchung jedoch relativ konservativ behandelt, sodass die Schräglaufsteifigkeiten jeweils um maximal 10 % variiert werden. Das Einspurmodell deutet darauf hin, dass die Schräglaufsteifigkeiten einen extrem großen Beitrag zum Fahrverhalten leisten. An jeder Achse verbessert sich das Geradeausbremsen eben auch um 10 %. Außerdem lässt sich das Optimierungspotenzial jeder Achse algebraisch addieren.

7.3.7 Sturzeinstellung

Bei der Optimierung der Radstellung ist vor allem das Fahrzeugniveau entscheidend, da es den Ausgangspunkt der kinematischen und elastokinematischen Verläufe bestimmt. Hier wird nochmal darauf hingewiesen, dass das validierte Referenzfahrzeug in der KO-Lage validiert wurde. Dabei werden die Federn an Vorderachse und Hinterachse weder eingefedert noch ausgefedert, vgl. Abschnitt 3.3.

Die Grundradstellung stellt dabei die maximale übertragbare Kraft am Latsch sicher. Bei fast allen Bewertungskriterien wurden lineare Zusammenhänge erkannt, wobei deren CoC-Werte knapp 1 betragen. Ausgehend von den serienmäßigen Werten werden Spur und Sturz in sinnvollen Wertebereichen variiert, deren Variation im Modell durch einen zusätzlichen Parameter erfolgt, nämlich der x-Koordinate für Spur und der z-Koordinate für Sturz.

Bei Straßen-Personenkraftwagen ist der Grundsturzwinkel häufig positiv ausgelegt, wobei die obere Kante des Rades nach außen geneigt ist, siehe Abbildung 2.2. Die De-Dion-Achse ist außerdem durch einen stabilen Sturzwinkel gekennzeichnet. Trotz dieses Charakters verändert sich der Sturzwinkel bei äußerer Belastung kaum. Jedoch besteht ein direkter Zusammenhang zwischen Spur und Sturz. Das heißt, dass die Sturzwinkeländerung eine sekundäre Auswirkung auf das Fahrverhalten hat. Aufgrund dieses Charakters ist die Einstellung des Grundsturzes für das Fahrverhalten von großer Bedeutung. Ausgehend von diesen Sturzwinkeln lässt sich der Sturz in Richtung negativer und positiver Sturzwinkel jeweils um ungefähr $1,1$ Grad an der Vorderachse und um $1,4$ Grad an der Hinterachse variieren. Laut den FKE-Messdaten sind diese Variationen noch innerhalb der Toleranzen.

Nach den hier erzielten optimierten Entwürfen begünstigt ein positiver Grundsturz an Vorderachse das Hauptkriterium Geradeausbremsen. Unter den anderen Bewertungskriterien lassen die maximale Giergeschwindigkeit bei dem dynamischen Manöver MUE und der EG bei dem stationären Manöver nach, was für das Fahrverhalten ungünstig ist. Das Fahrzeug verhält sich somit stumpfer. An der Vorderachse wird der Grundsturz weiter in Richtung positiver Sturz um $1,1$ Grad geändert, womit die obere Kante der Reifen weiter nach außen geneigt wird, sodass der Querversatz in der 2. Sekunde nach Bremsbeginn beim Geradeausbremsen um $3,7\%$ reduziert werden kann. Diese Änderung bewirkt keine große Verschlechterung des Fahrverhaltens hinsichtlich MUE und EG.

Im Gegensatz zur Vorderachse verbessert die Umstellung des Grundsturzes der Hinterachse in Richtung negativer Sturz das Geradeausbremsen. Für dieses City-Car wird statt des serienmäßigen positiven Grundsturzes ein negativer Sturz eingestellt, wodurch die obere Kante der Reifen nach Fahrzeug innen um $1,4$ Grad gedreht wird. Mit diesem neuen Entwurf verbessert sich der Querversatz beim Geradeausbremsen um $3,8\%$. Auf ähnliche Weise stehen auch in diesem Fall die maximale Giergeschwindigkeit bei MUE und EG mit dem Geradeausbremsen im Konflikt. Aufgrund der umgestellten Sturzwinkel sind die Verschlechterungen der beiden Kriterien vernachlässigbar. Deswegen wird diese Änderung für ein zu optimierendes Fahrzeug aufgenommen.

In dieser Arbeit wurden die Erkenntnisse zur Sturzeinstellung mithilfe von statistischer Versuchsplanung und einem Optimierungsablauf erzielt. Als kurze Zusammenfassung wird auf die traditionelle Erfahrung eingegangen. Laut der Entwicklungserfahrung von Reifen besteht ein Zusammenhang zwischen maximal übertragbarer Seitenkraft einer Achse und der Sturzeinstellung. Je größer der negative Sturzwinkel ist, desto größer ist die übertragbare seitliche Kraft [MW15]. Dies ist genauso bei dem City-Car. Dabei begünstigt die negative Sturzeinstellung an der Hinterachse das Geradeausbremsen. Hingegen lässt sich dieses Verhalten mit einem positiven Grundsturzwinkel an der Vorderachse verbessern. Im Grunde genommen ist dieses physikalische Phänomen analog zur Schräglaufsteifigkeit (CS). Je kleiner die CS an der Vorderachse ist, umso weniger wird ein Fahrzeug zur Seite gezogen. Eine größere Schräglaufsteifigkeit der hinteren Reifen verursachst einen kleineren Querversatz. Diese Erkenntnisse können auch mit Hilfe eines klassischen Einspurmodells erklärt werden [Zom87].

7.3.8 Spureinstellung

Im Vergleich zum Sturz beeinflusst die Spureinstellung deutlich direkter und unmittelbarer das Fahrverhalten. Bei dem City-Car mit kurzem Radstand spielt die Grundstellung des Spurwinkels eine wesentliche Rolle. Unter Verwendung des Lösungskonzepts der vorliegenden Arbeit lassen sich Einflüsse der Spurstellung nicht nur nachweisen, sondern auch die dazugehörigen Grenzwerte der Grundstellung an Vorder- und Hinterachse festlegen.

Auf Basis interner Entwicklungserfahrungen wurde der Grundspurwinkel an der Vorderachse im Gegensatz zu anderen Baureihen als Nachspur ausgelegt. Diese Erkenntnisse wurden aus Fahrversuchen ermittelt. Der Serienstand der Spureinstellung an der Hinterachse ist aus demselben Grund hingegen als Vorspur vorgesehen. Somit wird die Stabilität des Fahrzeugs erhöht. Im Optimierungslauf wird diese grundlegende Auslegung nachgewiesen. Ausgehend von der serienmäßigen Nachspur wird im Optimierungslauf die Vor- und Nachspur in einem nachvollziehbaren Wertebereich variiert, nämlich $0,6$ Grad an Vorderachse und $0,5$ Grad an der Hinterachse.

Vor allem weisen fast alle Bewertungskriterien lineare Zusammenhänge auf, wobei die CoC-Werte knapp $1,0$ betragen. Obwohl das Hauptkriterium Geradeausbremsen im Konflikt zur Giergeschwindigkeit des Manövers MUE steht, befindet sich die Giergeschwindigkeit im gesamten variierten Wertebereich des Spurwinkels noch im Rahmen der zulässigen Grenzen. Es wurde erkannt, dass je größer die Nachspur an der Vorderachse ist, desto weniger wird das City-Car zur Seite gezogen, was ein besseres Geradeausbremsen bewirkt. Allerdings betrifft die Spurstellung in Richtung Vorspur einen Schwellenwert, ab welchem eine kritische Situation beim Fahrverhalten auftritt. Die Grundspurstellung weiter in Richtung Vorspur führt zu einer kritischen Fahrsituation beim Manöver LWS. Der Schwellenwert entspricht einer sehr kleinen Nachspur $\delta_{VA\ 0}$, siehe Abbildung 7.11, wobei die maximale Giergeschwindigkeit beim LWS 180 $Grad/s$ beträgt. Das heißt, dass diese Spurstellung bei einer sehr kleinen Nachspur zum Schleudern beim LWS führt. Die Antwortfläche ist in Abbildung A.11 im Anhang

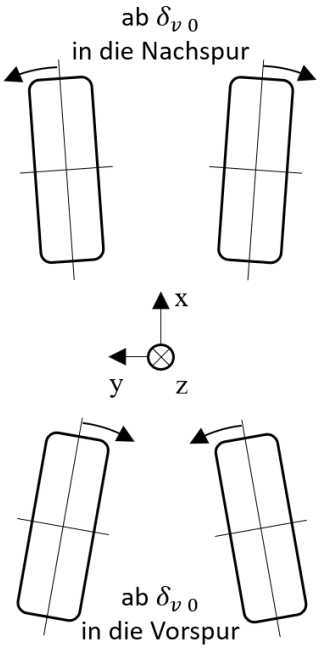

Abbildung 7.11: Schwellenwert der Grundspur an Vorder- und Hinterachse

dargestellt. Deswegen wird festgehalten, dass die Umstellung des Spurwinkels in Richtung Vorspur kritische Situationen verursacht. Das erklären auch Erkenntnisse aus Fahrversuchen, so dass für den Grundspurwinkel als eine Nachspur empfohlen wird. Mit Hilfe der Optimierung wird zur Kenntnis genommen, dass nur eine Nachspur an der Vorderachse zugelassen werden darf. Mit einer moderaten Umstellung der Grundspur von $0,45$ Grad in Richtung Nachspur, wird das Geradeausbremsen hinsichtlich Querversatz um $16,5\%$ verbessert.

An der Hinterachse verhält sich die Grundspurstellung genau umgekehrt. Je mehr die Räder an Hinterachse in Vorspur gehen, umso weniger wird das City-Car beim Geradeausbremsen zur Seite gezogen. Gehen die beiden Hinterräder um $0,3$ Grad in Vorspur, kann das Verhalten beim Geradeausbremsen um $16,6\%$ optimiert werden. Aus demselben Grund darf die Grundstellung der Hinterräder nicht als Nachspur ausgelegt sein, da sonst das Schleudern beim Manöver LWS wieder auftaucht. Die Antwortfläche ist in Abbildung A.13 im Anhang dargestellt. Die Grundspurstellung dürfte ab diesem Schwellenwert in Richtung Nachspur gehen. Beim Schleudern lässt sich der untere Schwellenwert für die Vorspur $\delta_{HA\,0}$ an der Hinterachse identifizieren. Diese Erkenntnisse zur Grundstellung der Spur an Vorder- und Hinterachse werden bei der Optimierung beim Suchen nach dem globalen Optimum gefunden.

7.3.9 Wechselwirkung

Die bisher erzielten optimalen Entwürfe wurden im Anschluss in das Modell des City-Cars implementiert. Wegen der Wechselwirkungen unter den Baugruppen kann man die einzelnen optimalen Lösungen nicht algebraisch addieren. Ohne Berücksichtigung

der Stoßdämpfer lässt sich das Hauptkriterium beim Geradeausbremsen hinsichtlich Querversatz jeder Baugruppe algebraisch sogar um $81,6\%$ verbessern. Selbst wenn alle optimalen Entwürfe ins Fahrzeug eingebaut werden, wird der Querversatz in der 2. Sekunde nach dem Bremsbeginn wegen der Wechselwirkungen nur um $37,5\%$ reduziert. Dabei lässt sich die Giergeschwindigkeit in der 1. Sekunde um $60,5\%$ verkleinern, siehe Abbildungen 7.12.

Durch die optimalen Entwürfe verschlechtert sich das Sinuslenken, sodass mehr Lenkradwinkel benötigt wird, also mehr Lenkaufwand, damit die Giergeschwindigkeit auf demselben Niveau gehalten werden kann. Das heißt, dass die Optimierung des Geradeausbremsens die Agilität bei mittlerer Fahrgeschwindigkeit reduziert. Die GV bei Sinuslenken von $0,15\ Hz$ des optimierten City-Cars ist um ungefähr 19% kleiner geworden. Das Fahrzeug ist auf kurviger Landstraße ein Stückchen stumpfer geworden, siehe Abbildungen A.15. Darüber Hinaus haben diese Änderungsvorschläge auch einen Einfluss auf das Manöver MUE, da hauptsächlich dessen Giergeschwindigkeit innerhalb der 1. Sekunde nach Bremsbeginn deutlich zunimmt, siehe Abbildungen A.14. Das Steuergerät muss daraufhin also erneut appliziert werden. Weitere Ausgleiche sind im Anhang in den Abbildungen A.15, A.16 und A.17 veranschaulicht.

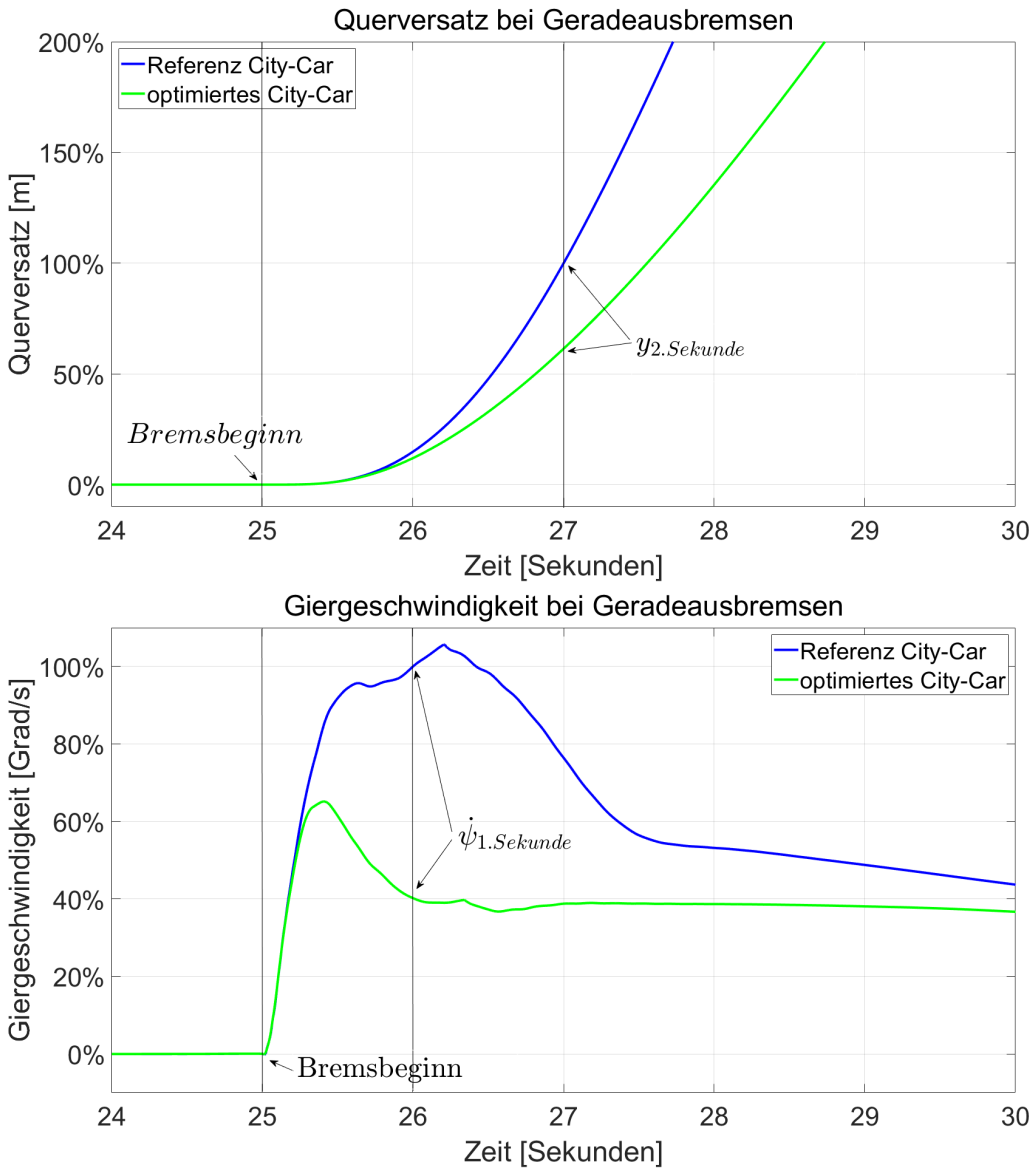

Abbildung 7.12: Querversatz und Giergeschwindigkeit bei Geradeausbremsen

8 Zusammenfassung und Ausblick

Im Rahmen dieser Arbeit wurden Methoden vorgestellt, welche die multikriterielle Optimierung des Fahrverhaltens basierend auf den bereits existierenden Software- und Hardwareressourcen ermöglichen. Dabei steht die Entwicklung eines Lösungskonzepts unter Verwendung des neu aufgestellten MKM sowie eines effizienten und effektiven Optimierungsverfahrens im Mittelpunkt. Klassischerweise bietet die Radführung mit ihren kinematischen und elastokinematischen Eigenschaften genügend Optimierungspotenzial, um das Fahrverhalten zu beeinflussen. Dies bedeutet eben auch, dass die Anwendung des MKM sinnvoll ist, wenn letztendlich ein aussagekräftiges Ergebnis erzielt werden soll. Ein MKM ist auch in der Lage, die fahrzeugspezifische Besonderheit bezüglich der Motoraufhängung des City-Cars zu untersuchen. Vor diesem Hintergrund befasst sich die Arbeit im ersten Teil mit dem Aufbau und der Validierung eines Gesamtfahrzeugmodells, welches MKM-Bestandteile und mathematische Modellierungen in Form von FADYS-Fahrzeugkomponenten beinhaltet. Auf das Fahrverhalten des Serienstands des City-Cars wurde das neu aufgebaute MKM validiert.

Zur Beurteilung des Fahrverhaltens sind in dieser Arbeit eine Reihe von fahrdynamischen Bewertungskriterien zusammengestellt. Dabei wurden die Kennwerte nach einem internen Entwicklungsprozess entwickelt. Bei dem City-Car variieren die Kennwerte von denen anderer Baureihen im Haus. Die Bewertungskriterien des City-Cars bilden deshalb zusammen mit den gängigen Kriterien, welche entweder vom klassischen Entwicklungsprozess übernommen sind oder spezifisch für die Baureihe City-Car entwickelt wurden. Diese Bewertungskriterien liegen der Optimierung als Basis zugrunde. Zur Ermittlung der Bewertungskriterien des Fahrverhaltens werden stationäre, quasistationäre und dynamischen Aspekte simuliert, welche entweder aus Fahrversuchen oder aus physikalischen Theorien resultieren. Die Anforderungen und Wünsche an das Fahrverhalten treten in der Sensitivitätsanalyse und im Optimierungsbaulauf in Form von Zielfunktionen und Nebenbedingungen auf. Die Formulierung der Bewertungskriterien in kontinuierlicher, diskreter oder kombinatorischer Form ist vorwiegend auf Kennlinien, Kennfelder oder deren Umformulierung auf diskrete Entwurfsvariablen ausgerichtet.

Die interessierenden Zielsetzungen bei der Auslegung des Fahrverhaltens führen auf mehrere, sich widersprechende Kriterien. Die Methoden zur Behandlung der multikriteriellen bzw. Vektor-Optimierung bietet die Möglichkeit, eine multikriterielle Optimierungsaufgabe letztendlich in eine Reihe von einzelnen skalaren und hierarchisierbaren monokriteriellen Optimierungsaufgaben zu überführen. Dies erfolgt durch die Algorithmen Skalarisierung oder Hierarchisierung.

SA wurde durchgeführt, da sie zum einen in dieser Arbeit als Vorbereitung der Optimierungsaufgabe betrachtet wird. Damit werden die relevanten Entwurfsvariablen identifiziert und vor dem Optimierungslauf die irrelevanten Variablen aus dem Entwurfsraum entfernt. Im Allgemeinen lässt sich die SA in lokale und globale Verfahren unterteilen. Aufgrund der Schwierigkeit der Gradientenberechnung von Zielfunktionen und Nebenbedingungen wurde in dieser Arbeit stattdessen die globale SA angewendet, welche mit Hilfe der statistischen Versuchsplanung (DoE) erfolgte. Unter Berücksichtigung der Anzahl der Entwurfsvariablen wurden sinnvolle Sampling Methoden verwendet. Am Schluss stellte die SA zahlreiche Antwortflächen im Kontext der Bewertungskriterien zur Verfügung. Dazu wurden Bewertungsmaße die CoC und CoP eingeführt, welche einerseits lineare und nichtlineare Korrelation identifizieren und andererseits die Antwortflächen auswerten.

Die systeminhärente Unstetigkeit, welche beispielsweise aus der Modellierung von Reibung und Spiel resultiert, und eine speziell abgestimmte Simulationstechnik, die aus Gründen der Effizienz nicht nach einer beliebig hohen Berechnungsgenauigkeit strebt, sondern auf die Nachbildung der jeweils relevanten Systemphänomene ausgerichtet ist, verändert das grundlegende Anforderungsprofil an die Optimierungsverfahren.

Der Einsatz von deterministischen Optimierungsverfahren setzt Differenzierbarkeit sowie Konvexität von Zielfunktion und Nebenbedingungen voraus. Das heißt, dass Unstetigkeiten den Einsatz der deterministischen Optimierungsverfahren erschweren, mit denen ausschließlich ein lokales Optimum gefunden werden kann. Aus diesen Gründen sind im Rahmen dieser Arbeit die stochastischen Optimierungsverfahren zum Einsatz gekommen, welche unter Verwendung stochastischer Optimierungsmethoden eine deutlich größere Anzahl von Evaluationen bzw. Berechnungen des MKM durch Aufruf der CAE-Solver erfordern. Dieser riesige Aufwand muss nicht in Kauf genommen werden. Stattdessen erfolgte die Verwendung der stochastischen Optimierungsmethoden auf Grundlage von generierten Antwortflächen aus der Ablauf SA, sodass ein globales Optimum gefunden werden kann. Eine hochgenaue Antwortfläche lässt sich analytisch abbilden. Somit sind die Antwortflächen im Sinne von Genauigkeit, Rechenzeiten und einem reduzierten Umfang der Entwurfsvariablen im Gegensatz zum Aufruf des CAE-Solvers von großem Vorteil. Dieser Charakter legt dem Einsatz der stochastischen Optimierungsmethoden zugrunde. Das Verfahren ist dementsprechend die sogenannte antwortflächenbasierte Optimierung.

Die Definition von Entwurfsvariablen, Zielfunktion, Nebenbedingungen, Sampling Methoden und Optimierungsalgorithmen rundet das Profil des Lösungskonzepts zur Optimierung des Fahrverhaltens des City-Cars ab. Dies Konzept wurde in einer neuen Optimierungsumgebung realisiert, welche sich aus dem Einsatzmodell, den bestehenden internen Entwicklungsprogrammen und einer kommerziellen Optimierungssoftware (optiSLang) zusammensetzen.

Das entwickelte Konzept wird auf ein City-Car im Serienstand angewendet, welches aus internen Entwicklungserfahrungen und Kundenfeedbacks nachweislich Optimierungspotenzial bezüglich seines Fahrverhaltens hat. Fahrzeugspezifische Entwurfsvariablen für jede Baugruppe wurden sowohl aus der Entwicklungserfahrung als auch

aus physikalischen Theorien vordefiniert. Eine vernünftige Definition der Entwurfsvariablen ist für die Generierung der Antwortflächen mit Hilfe von DoE eine wichtige Voraussetzung. Unter Verwendung des Lösungskonzepts wurden neue Optimierungsmöglichkeiten und Erkenntnisse erzielt, z.B. an der Hinterachse und MGA, welche im klassischen Entwicklungsprozesses nicht betrachtet wurden. An ihrem Zentrallager und dem optimierten Anlenkpunkt kann die De-Dion-Achse hinsichtlich des Fahrverhaltens optimiert werden. Die Optimierungsvorschläge sind leicht umsetzbar und leisten einen großen Beitrag für die Optimierung des Fahrverhaltens. Für die Baugruppe MGA wurde gezeigt, dass ihre Aufhängung für das Fahrverhalten irrelevant ist. Nur ihre Schwerpunktlage ist für die Optimierung des Fahrverhaltens wichtig und lässt sich im Motorraum in gewissen Grenzen verschieben.

Darüber Hinaus wurden neue Erkenntnisse zur Grundstellung des Spurwinkels durch Optimierung erzielt. Die ungewöhnliche Einstellung der Grundspur lässt sich dadurch erklären. Zum anderen wurden an beiden Achsen Schwellenwerte für die Grundspur erkannt, bei denen kritische Fahrsituationen auftreten können, welche für die Auslegung des Zwei-Sitze-Fahrzeuge mit kurzem Radstand von großer Bedeutung sind. Die oben erzielten optimalen Entwürfe lassen sich entweder in die Serienentwicklung oder in die nächste Generation des Fahrzeugs leicht umsetzen.

In dieser Arbeit wurden einige wesentliche Aspekte zur Entwicklung eines neuen Lösungskonzepts zur SA und Optimierung des Fahrverhaltens diskutiert. Dieses ist effektiv und effizient und liefert den optimalen Entwurf. Dies Lösungskonzept fokussierte sich nicht nur auf die theoretische Untersuchung, sondern auf eine praxisnahe Optimierung des Serienfahrzeugs. Die letztendlich optimalen Entwürfe haben eine realistische Bedeutung. Der optimierte Entwurf erfordert ein vernetztes Denken, welches zum einen für das grundlegende Verständnis des Systemverhaltens vorausgesetzt ist, zum anderen auch Kenntnisse im Bereich der Optimierungstheorie bedingt. Auf keinen Fall werden die Ingenieure durch numerische Optimierung verzichtbar, da ohne die klare Vorgabe sinnvoller Ziele und das kritische Hinterfragen des Ergebnisses die Optimierung an Bedeutung verliert.

Literaturverzeichnis

[ACM97] Alloum, A ; Charara, A ; Machkour, H: Parameters nonlinear identification for vehicle's model. In: *Proceedings of the 1997 IEEE International Conference on Control Applications* IEEE, 1997, S. 505–510

[Amm93] Ammon, D: Radlastschwankungen, Seitenführungsvermögen und Fahrsicherheit. In: *VDI BERICHTE* 1088 (1993), S. 243–243

[BB17] Blum, Stephan ; Bucher, Christian: Methods for multi-disciplinary optimization and robustness analysis, Dynardo GmbH, Weimar, October 2017, S. 1–39

[BC19] Belegundu, Ashok D. ; Chandrupatla, Tirupathi R.: *Optimization concepts and applications in engineering.* Cambridge University Press, 2019

[Bes05] Besselink, Igo J.: Experiences with the TYDEX standard tyre interface and file format. In: *Tyre Models for Vehicle Dynamics Analysis* 43 (2005), S. 63–75

[Bes12] Bestle, Dieter: *Analyse und Optimierung von Mehrkörpersystemen: Grundlagen und rechnergestützte Methoden.* Springer-Verlag, 2012

[Bro70] Broyden, Charles G.: The convergence of a class of double-rank minimization algorithms 1. general considerations. In: *IMA Journal of Applied Mathematics* 6 (1970), Nr. 1, S. 76–90

[BS11] Braess, Hans-Hermann ; Seiffert, Ulrich: *Vieweg Handbuch Kraftfahrzeugtechnik.* Springer-Verlag, 2011

[BS13] Bendsoe, Martin P. ; Sigmund, Ole: *Topology optimization: theory, methods, and applications.* Springer Science & Business Media, 2013

[BW51] Box, George E. ; Wilson, Kenneth B.: On the experimental attainment of optimum conditions. In: *Journal of the royal statistical society: Series b (Methodological)* 13 (1951), Nr. 1, S. 1–38

[Cav12] Cavazzuti, Marco: *Optimization methods: from theory to design scientific and technological aspects in mechanics.* Springer Science & Business Media, 2012

[Cle08] Cleff, Thomas: *Deskriptive Statistik und moderne Datenanalyse.* Springer, 2008

[CSDV02] Craig, Kenneth ; Stander, Nielen ; Dooge, Daniel ; Varadappa, Sharath: MDO of automotive vehicle for crashworthiness and NVH using response surface methods. In: *9th AIAA/ISSMO Symposium on Multidisciplinary Analysis and Optimization*, 2002, S. 5607

[DFS69] Dugoff, Howard ; Fancher, Paul S. ; Segel, Leonard: Tire performance characteristics affecting vehicle response to steering and braking control inputs. 1969. – Forschungsbericht

[DR07] Dirk Roos, Jörg Unger und Johannes W. Thomas Most M. Thomas Most: *Advanced surrogate models within the robustness evaluation.* Dynardo GmbH, 2007

[EB94] Eberhard, Peter ; Bestle, Dieter: Mehrkriterienoptimierung von Mehrkörpersystemen, Online Publikationen der Universität Stuttgart, 1994, S. 1–2

[EG17] Ersoy, Metin ; Gies, Stefan: *Fahrwerkhandbuch: Grundlagen–Fahrdynamik–Fahrverhalten–Komponenten–Elektronische Systeme–Fahrerassistenz–Autonomes Fahren–Perspektiven.* Springer-Verlag, 2017

[Ege12] Egert, Christoph: *Lineare statistische Modellierung und Interpretation in der Praxis.* Walter de Gruyter, 2012

[FHK+16] Fahrmeir, Ludwig ; Heumann, Christian ; Künstler, Rita ; Pigeot, Iris ; Tutz, Gerhard: *Statistik: Der weg zur datenanalyse.* Springer-Verlag, 2016

[Fis35] Fisher, R.A.: *The Design of Experiments*, Oliver and Boyd, University of California, Oakland, California, United States, manuscript devoted to the technique of agricultural experimentation, 1935

[FK09] Forrester, Alexander I. ; Keane, Andy J.: Recent advances in surrogate-based optimization. In: *Progress in aerospace sciences* 45 (2009), Nr. 1-3, S. 50–79

[Fle70] Fletcher, Roger: A new approach to variable metric algorithms. In: *The computer journal* 13 (1970), Nr. 3, S. 317–322

[Fri12] Friedemann, Darius: Prognose zur Einsatzfähigkeit von Mehrkörpersimulationsmethoden im Fahrwerksentwicklungsprozess, Diss., Fakultät V – Verkehrs- und Maschinensysteme der Technischen Universität Berlin, 2012, S. 24–25

[Gip06] Gipser, M: Reifensimulation mit FTire: Stand und Ausblick. 15. In: *Aachener Kolloquium Fahrzeug-und Motorentechnik, Aachen*, 2006, S. 1–23

[GKK13] Gerdes, Ingrid ; Klawonn, Frank ; Kruse, Rudolf: *Evolutionäre Algorithmen: genetische Algorithmen-Strategien und Optimierungsverfahren-Beispielanwendungen.* Springer-Verlag, 2013

[Gol70] GOLDFARB, Donald: A family of variable-metric methods derived by variational means. In: *Mathematics of computation* 24 (1970), Nr. 109, S. 23–26

[Har08] HARZHEIM, L: *Strukturoptimierung: Grundlagen und Anwendungen [Structural optimization: basics and applications].* 2008

[Hau89] HAUG, Edward J.: *Computer aided kinematics and dynamics of mechanical systems.* Bd. 1. Allyn and Bacon Boston, 1989

[Hee08] HEER, Andreas: Diplomarbeit: Sensitivitätsanalyse und Parameteroptimierung eines MKS Fahrzeugmodells, VDM Publishing, 2008. – ISBN 3836489120, 9783836489126, S. 5–13

[HEG07] HEISSING, Bernd ; ERSOY, Metin ; GIES, S: Fahrwerkhandbuch: Grundlagen. In: *Fahrdynamik, Komponenten, Systeme, Mechatronik, Perspektiven, ATZ/MTZ Fachbuch, vieweg* (2007)

[HH13] HALFMANN, Christoph ; HOLZMANN, Henning: *Adaptive Modelle für die Kraftfahrzeugdynamik.* Springer-Verlag, 2013

[HKW86] HILLER, M ; KECSKEMÉTHY, A ; WOERNLE, C: *Computergestützte Kinematik und Dynamik für Fahrzeuge, Roboter und Mechanismen.* 1986

[HL98] HUNTINGTON, DE ; LYRINTZIS, CS: Improvements to and limitations of Latin hypercube sampling. In: *Probabilistic engineering mechanics* 13 (1998), Nr. 4, S. 245–253

[HS96] HOMMA, Toshimitsu ; SALTELLI, Andrea: Importance measures in global sensitivity analysis of nonlinear models. In: *Reliability Engineering & System Safety* 52 (1996), Nr. 1, S. 1–17

[IC82] IMAN, Ronald L. ; CONOVER, William-Jay: A distribution-free approach to inducing rank correlation among input variables. In: *Communications in Statistics-Simulation and Computation* 11 (1982), Nr. 3, S. 311–334

[JAM65] JOHN A, Nelder ; MEAD, R: A simplex method for function minimization, The Computer Journal, 7(4), 1965, S. 308–313

[JHG+88] JUDGE, George G. ; HILL, Rufus C. ; GRIFFITHS, William E. ; LÜTKEPOHL, Helmut ; LEE, T-C: *Introduction to the Theory and Practice of Econometrics.* J. Wiley, 1988 (330.015195 I61 1988)

[Jin76] JINDRA, Fred: Mathematical Model of Four-wheeled Vehicle for Hybrid Computer Vehicle Handling Program, Ultrasystems, Incorporated, Dynamic Science Division, 1976, S. 3–5

[KM10] KHURI, André I ; MUKHOPADHYAY, Siuli: Response surface methodology. In: *Wiley Interdisciplinary Reviews: Computational Statistics* 2 (2010), Nr. 2, S. 128–149

[KMKM09] Kureichik, Viktor M. ; Malioukov, Sergey P. ; Kureichik, Vladimir V. ; Malioukov, Alexander S.: *Genetic algorithms for applied CAD problems*. Bd. 212. Springer Science & Business Media, 2009

[Kor93] Kortüm, W: Review of multibody computer, codes for vehicle system dynamics. In: *Vehicle System Dynamics* 22 (1993), Nr. S1, S. 3–31

[Lan97] Lang, H-P: Kinematik-Kennfelder in der objektorientierten Mehrkörpermodellierung von Fahrzeugen mit Gelenkelastizitäten. In: *FORTSCHRITT BERICHTE-VDI REIHE 12 VERKEHRSTECHNIK FAHRZEUGTECHNIK* (1997)

[Lee13] Lee, Abraham: *pyDOE: The experimental design package for python - pyDOE 0.3.6 documentation*. `https://pythonhosted.org/pyDOE/`. Version: 2013

[LS81] Lancaster, Peter ; Salkauskas, Kes: Surfaces generated by moving least squares methods. In: *Mathematics of computation* 37 (1981), Nr. 155, S. 141–158

[MA04] Marler, R T. ; Arora, Jasbir S.: Survey of multi-objective optimization methods for engineering. In: *Structural and multidisciplinary optimization* 26 (2004), Nr. 6, S. 369–395

[Mat07] Matschinsky, Wolfgang: *Radführungen der Straßenfahrzeuge: Kinematik, Elasto-Kinematik und Konstruktion*. Springer-Verlag, 2007

[Mat14] Mathworks, Inc: MATLAB: R2014a. In: *Mathworks Inc, Natick* (2014)

[MBC00] McKay, Michael D. ; Beckman, Richard J. ; Conover, William J.: A comparison of three methods for selecting values of input variables in the analysis of output from a computer code. In: *Technometrics* 42 (2000), Nr. 1, S. 55–61

[McH71] McHenry, Raymond R.: Research in Automobile Dynamics-A Computer Simulation of General Three-Dimensional Motions. In: *SAE Transactions* (1971), S. 1455–1473

[Mie12] Miettinen, Kaisa: *Nonlinear multiobjective optimization*. Bd. 12. Springer Science & Business Media, 2012

[MMAC16] Myers, Raymond H. ; Montgomery, Douglas C. ; Anderson-Cook, Christine M.: *Response surface methodology: process and product optimization using designed experiments*. John Wiley & Sons, 2016

[Mor91] Morris, Max D.: Factorial sampling plans for preliminary computational experiments. In: *Technometrics* 33 (1991), Nr. 2, S. 161–174

[MW09] Most, Thomas ; Will, Johannes: Metamodel of Optimal Prognosis-an automatic approach for variable reduction and optimal metamodel selection. In: *Proc. Weimarer Optimierungs-und Stochastiktage* 5 (2009), S. 20–21

[MW11] Most, Thomas ; Will, Johannes: Recent advances in Meta-model of Optimal Prognosis. In: *Tagungsband von Weimar Optimization and Stochastic Days 7.0*, Christian Bucher, Octorber 21-22, 2011

[MW12] Most, Thomas ; Will, Johannes: Robust Design Optimization in industrial virtual product development. In: *Proceedings 5th International Conference on Reliable Engineering Computing, Brno*, 2012

[MW15] Mitschke, M. ; Wallentowitz, H.: *Dynamik der Kraftfahrzeuge.* Springer Fachmedien Wiesbaden, 2015 (VDI-Buch)

[Neg07] Negele, Hans-Jürgen: *Anwendungsgerechte Konzipierung von Fahrsimulatoren für die Fahrzeugentwicklung*, Technische Universität München, Diss., 2007

[Nik88] Nikravesh, Parviz E.: *Computer-aided analysis of mechanical systems.* Prentice-Hall, Inc., 1988

[OURB97] Oosten, J.J.M. V. ; Unrau, H.-J. ; Riedel, A. ; Bakker, E.: TYDEX Workshop: Standardisation of Data Exchange in Tyre Testing and Tyre Modelling. In: *Vehicle System Dynamics* 27 (1997), S. 272–288

[Pac91] Pacejka, HB: "The magic formula tyre model", Tyre models for vehicle dynamic analysis. In: *proceedings of the 1st International Colloquium on Tyre Models for Vehicle Dynamics Analysis, held in Delft, The Netherlands, 1991*, 1991

[Pac05] Pacejka, Hans: *Tire and vehicle dynamics.* Elsevier, 2005

[Par19] Pareto, Vilfredo: *Manuale di economia politica con una introduzione alla scienza sociale.* Bd. 13. Società editrice libraria, 1919

[PHK+13] Park, K ; Heo, SJ ; Kang, DO ; Jeong, JI ; Yi, JH ; Lee, JH ; Kim, KW: Robust design optimization of suspension system considering steering pull reduction. In: *International Journal of Automotive Technology* 14 (2013), Nr. 6, S. 927–933

[Poh13] Pohlheim, Hartmut: *Evolutionäre Algorithmen: Verfahren, Operatoren und Hinweise für die Praxis.* Springer-Verlag, 2013

[PS93] Popp, K ; Schielen, W: *Fahrzeugdynamik (BG Teubner: Stuttgart).* 1993

[RB86] Reimpell, Jörnsen ; Betzler, Jürgen: *Fahrwerktechnik. Radaufhängungen: Starrachsen, Einzelradaufhängung, Vorzüge, Nachteile, Reifenfluß, Kinematik, Elastokinematik, Einzelteile, Werkstoffe, Kosten.* Vogel, 1986

[RB00] Reimpell, Jörnsen ; Betzler, Jürgen W: *Fahrwerktechnik: Grundlagen.* Vogel Würzburg, 2000

[RBN15] Ryberg, Ann-Britt ; Bäckryd, Rebecka D. ; Nilsson, Larsgunnar: A metamodel-based multidisciplinary design optimization process for automotive structures. In: *Engineering with Computers* 31 (2015), Nr. 4, S. 711–728

[RG96] Riedel, Andreas ; Gnadler, Rolf: Subjektive und objektive Fahrverhaltensbeurteilung von Pkw. In: *AUTOMOBILTECHNISCHE ZEITSCHRIFT. SONDERHEFT 25 JAHRE FAT* 98 (1996), Nr. SONDERHEFT

[Ros05] Roscher, Thomas: Identifikation von Modellparametern an Mehrkorpersystemen am Beispiel eines Antriebsstranges. In: *FORTSCHRITT BERICHTE-VDI REIHE 12 VERKEHRSTECHNIK FAHRZEUGTECHNIK* 605 (2005)

[RS40] Riekert, Paul ; Schunck, Theo-Ernst: Zur fahrmechanik des gummibereiften kraftfahrzeugs. In: *Ingenieur-Archiv* 11 (1940), Nr. 3, S. 210–224

[S+90] Schiehlen, Werner u. a.: *Multibody systems handbook.* Bd. 6. Springer, 1990

[SBH17] Siebertz, K. ; Bebber, D. van ; Hochkirchen, T.: *Statistische Versuchsplanung: Design of Experiments (DoE).* Springer Berlin Heidelberg, 2017 (VDI-Buch)

[Sch89] Schmidt, A: Methoden und Werkzeuge zur Erstellung von fahrdynamischen Simulationsmodellen. In: *Automobil Industrie* 34 (1989), S. 83–89

[Sch04] Schittkowski, Klaus: Sequential Quadratic Programming Methods with Distributed and Non-Monotone Line Search. In: *1st Weimar Optimization and Stochastic Days* (2004), S. 1–21

[Sch05] Schumacher, Axel: *Optimierung mechanischer strukturen.* Springer, 2005

[SG15] Steinbuch, Rolf ; Gekeler, Simon: *Bionic Optimization in Structural Design: Stochastically Based Methods to Improve the Performance of Parts and Assemblies.* Springer, 2015

[SGV+10] Sancibrian, Ramon ; Garcia, Pablo ; Viadero, Fernando ; Fernandez, Alfonso ; De-Juan, Ana: Kinematic design of double-wishbone suspension systems using a multiobjective optimisation approach. In: *Vehicle System Dynamics* 48 (2010), Nr. 7, 793-813. `http://dx.doi.org/10.1080/00423110903156574`. – DOI 10.1080/00423110903156574

[SH96] Sayers, Michael W. ; Han, Dongsuk: A generic multibody vehicle model for simulating handling and braking. In: *Vehicle system dynamics* 25 (1996), Nr. S1, S. 599–613

[Sha70] Shanno, David F.: Conditioning of quasi-Newton methods for function minimization. In: *Mathematics of computation* 24 (1970), Nr. 111, S. 647–656

[SHB+10] Schramm, Dieter ; Hiller, Manfred ; Bardini, Roberto u. a.: *Modellbildung und Simulation der Dynamik von Kraftfahrzeugen.* Bd. 124. Springer, 2010

[SHC11] Sheldon, Allen ; Helwig, Edward ; Cho, Yong-Bae: Investigation and application of multi-disciplinary optimization for automotive body-in-white development. In: *8th European LS-DYNA Users conference, Strasbourg*, 2011, S. 23–24

[Sie] Siemens: *LMS Virtual.Lab: Using an Integrated simulation environment-to enhance functional performance engineering.* `https://www.dta.com.tr/pdf/lms_vl/LMS_Virtual_Lab_Intro.pdf`

[SK00] Sobieski, Ian P. ; Kroo, Ilan M.: Collaborative optimization using response surface estimation. In: *AIAA journal* 38 (2000), Nr. 10, S. 1931–1938

[Sob93] Sobol, Ilya M.: Sensitivity analysis for non-linear mathematical models. In: *Mathematical modelling and computational experiment* 1 (1993), S. 407–414

[SPKA01] Simpson, Timothy W. ; Poplinski, JD ; Koch, Patrick N. ; Allen, Janet K.: Metamodels for computer-based engineering design: survey and recommendations. In: *Engineering with computers* 17 (2001), Nr. 2, S. 129–150

[SR92] STOLL, H. ; REIMPELL, J.: Fahrwerktechnik: Lenkanlagen und Hilfskraftlenkungen, Vogel Buchverlag: Würzburg, 1992

[SRA+08] Saltelli, Andrea ; Ratto, Marco ; Andres, Terry ; Campolongo, Francesca ; Cariboni, Jessica ; Gatelli, Debora ; Saisana, Michaela ; Tarantola, Stefano: *Global sensitivity analysis: the primer.* John Wiley & Sons, 2008

[SYZ12] Shi, Lei ; Yang, RJ ; Zhu, Ping: A method for selecting surrogate models in crashworthiness optimization. In: *Structural and Multidisciplinary Optimization* 46 (2012), Nr. 2, S. 159–170

[Tay97] Taylor, John: *Introduction to error analysis, the study of uncertainties in physical measurements.* 1997

[Toa16] Toal, David J.: A study into the potential of GPUs for the efficient construction and evaluation of Kriging models. In: *Engineering with Computers* 32 (2016), Nr. 3, S. 377–404

[TR19] Tey, J. Y. ; Rahizar, R.: Handling performance optimisation for formula vehicle using multi-objectives evolutionary algorithms. In: *Vehicle System Dynamics* 58 (2019), Nr. 12, 1823-1838. `https://doi.org/10.1080/00423114.2019.1645861`

[TW80] Taguchi, G. ; Wu, Y.: *Introduction to Off-line Quality Control.* Central Japan Quality Control Assoc., 1980. – 1273–1309 S.

[Ubb17] UBBEN, Paul T.: *Entwicklung eines Konzepts zur robusten Optimierung von neuen Fahrwerksarchitekturen*, BTU Cottbus - Senftenberg, Diss., 2017

[VF13] VON FERSEN, Olaf: *Ein Jahrhundert Automobiltechnik: Personenwagen.* Springer-Verlag, 2013

[WB07] WILL, Johannes ; BUCHER, Christian: *Statistische Maße für rechnerische Robustheitsbewertungen CAE gestützter Berechnungsmodelle.* Dynardo GmbH, 2007

[Wed15] WEDENIWSKI, Sebastian: *Mobilitätsrevolution in der Automobilindustrie.* Springer, 2015

[Wei09] WEISE, Thomas: *Global Optimization Algorithm: Theory and Application.* Self-Published Thomas Weise, 2009

[Wim97] WIMMER, Jürgen: *Methoden zur ganzheitlichen Optimierung des Fahrwerks von Personenwagen*, Universität Stuttgart, Diss., Januar 1997

[Win98] WINKLER, Christopher B.: Simplified analysis of the steady-state turning of complex vehicles. In: *Vehicle System Dynamics* 29 (1998), Nr. 3, S. 141–180

[Woe16] WOERNLE, Christoph: *Mehrkörpersysteme.* Springer Berlin Heidelberg, 2016. `http://dx.doi.org/10.1007/978-3-662-46687-2`. `http://dx.doi.org/10.1007/978-3-662-46687-2`

[YSKG19] YARMOHAMMADISATRI, Sadegh ; SHOJAEEFARD, Mohammad H. ; KHALKHALI, Abolfazl ; GOODARZIAN, Soheil: Sensitivity analysis and optimisation of suspension bushing using Taguchi method and grey relational analysis. In: *Vehicle System Dynamics* 57 (2019), Nr. 6, 855-873. `http://dx.doi.org/10.1080/00423114.2018.1489064`. – DOI 10.1080/00423114.2018.1489064

[Yu05] YU, Du: *Zur Optimierung des dynamischen Verhaltens von Gesamtfahrzeugen mit mechatronischen Komponenten*, Technische Universität Chemnitz, Diss., 2005

[YWT+05] YANG, Ren-Jye ; WANG, Nanxin ; THO, Cao ; BOBINEAU, J. ; WANG, Bo: Metamodeling Development for Vehicle Frontal Impact Simulation. In: *Journal of Mechanical Design - J MECH DESIGN* 127 (2005), 09. `http://dx.doi.org/10.1115/1.1906264`. – DOI 10.1115/1.1906264

[Zel09] ZELLER, Peter: *Handbuch Fahrzeugakustik.* Bd. 2. Springer, 2009

[Zom87] ZOMOTOR, Adam: *Fahrwerktechnik: Fahrverhalten Vogel-Verlag.* 1987

Anhang

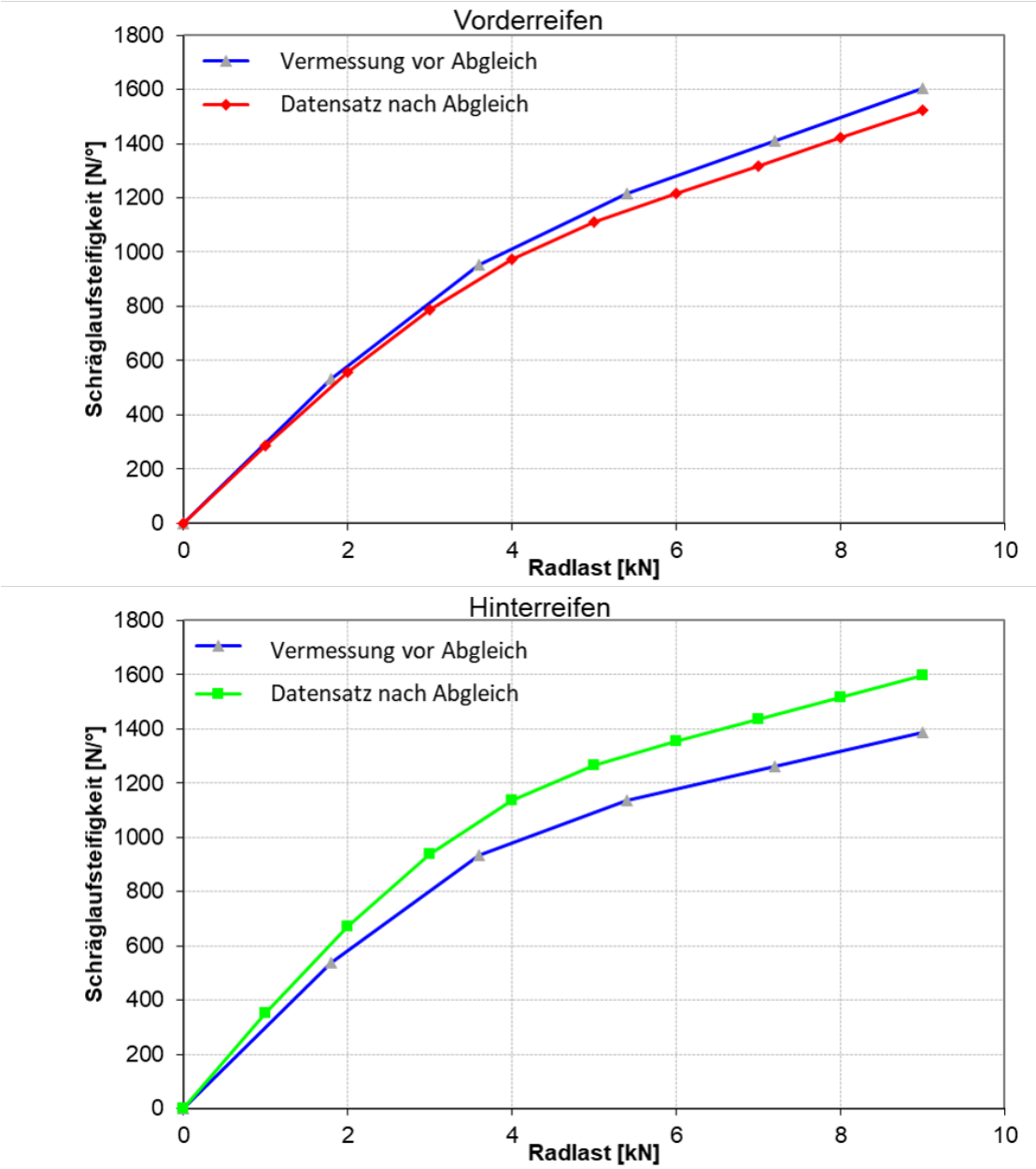

Abbildung A.1: Schräglaufsteifigkeit-Verlauf des City-Cars

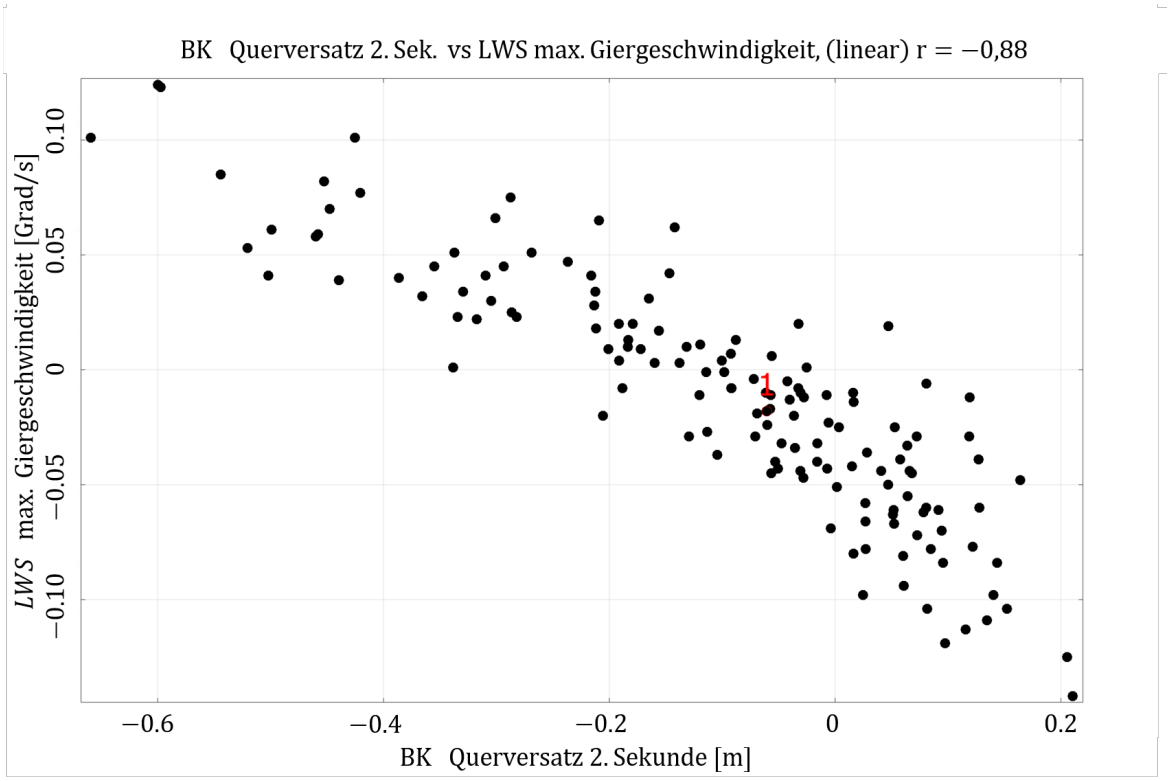

Abbildung A.2: MGA Korrelation BK Querversatz vs LWS max.Giergeschwindigkeit

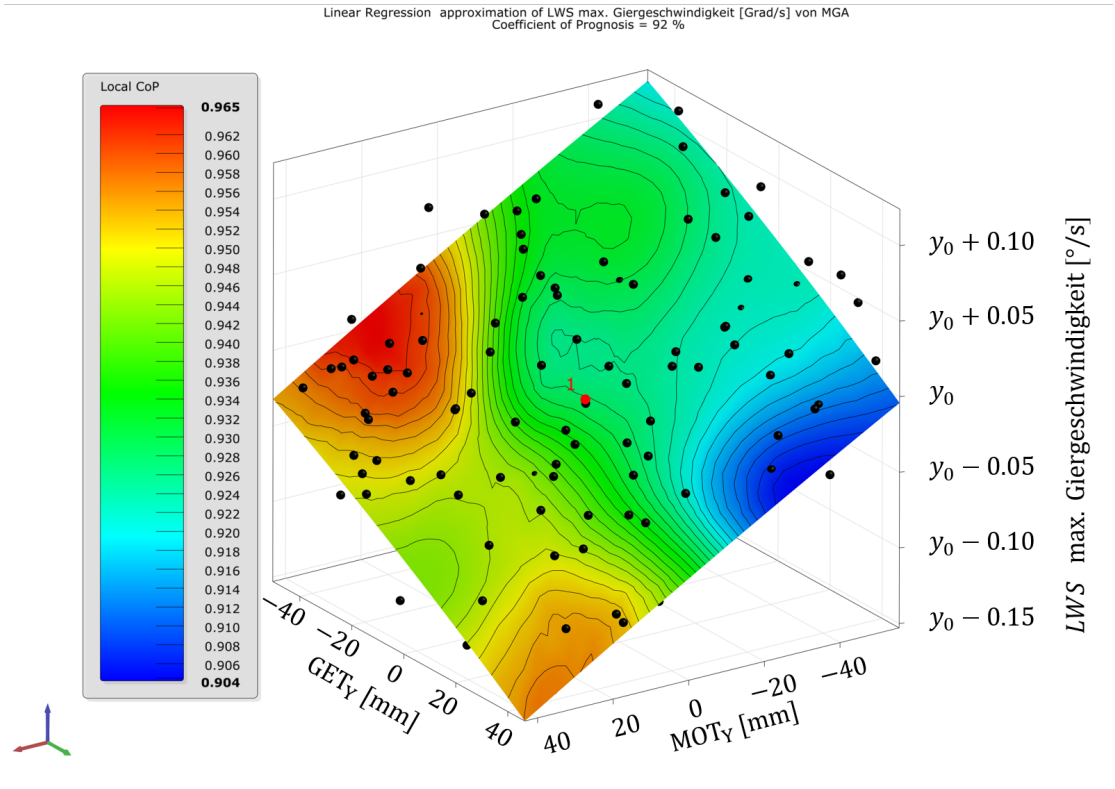

Abbildung A.3: Antwortfläche der max. Giergeschwindigkeit bei Lenkwinkelsprung unter Baugruppe MGA

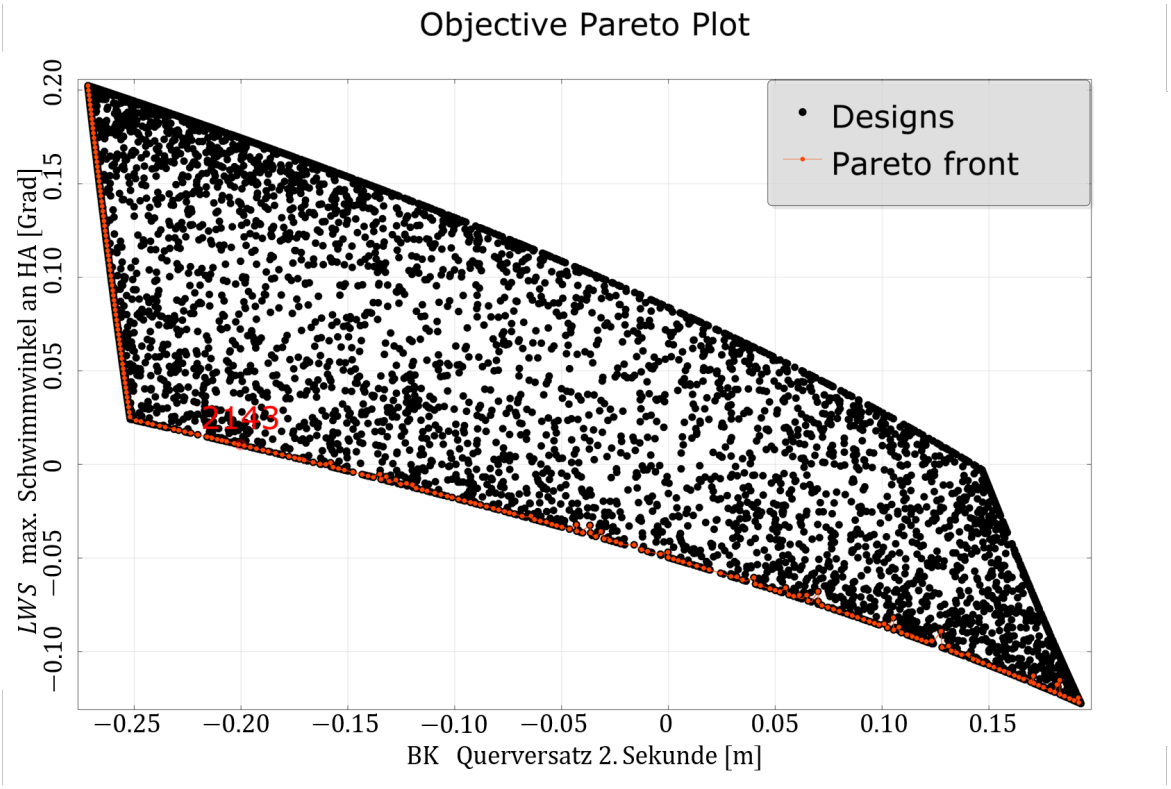

Abbildung A.4: MGA Korrelation BK Querversatz vs LWS max.Giergeschwindigkeit

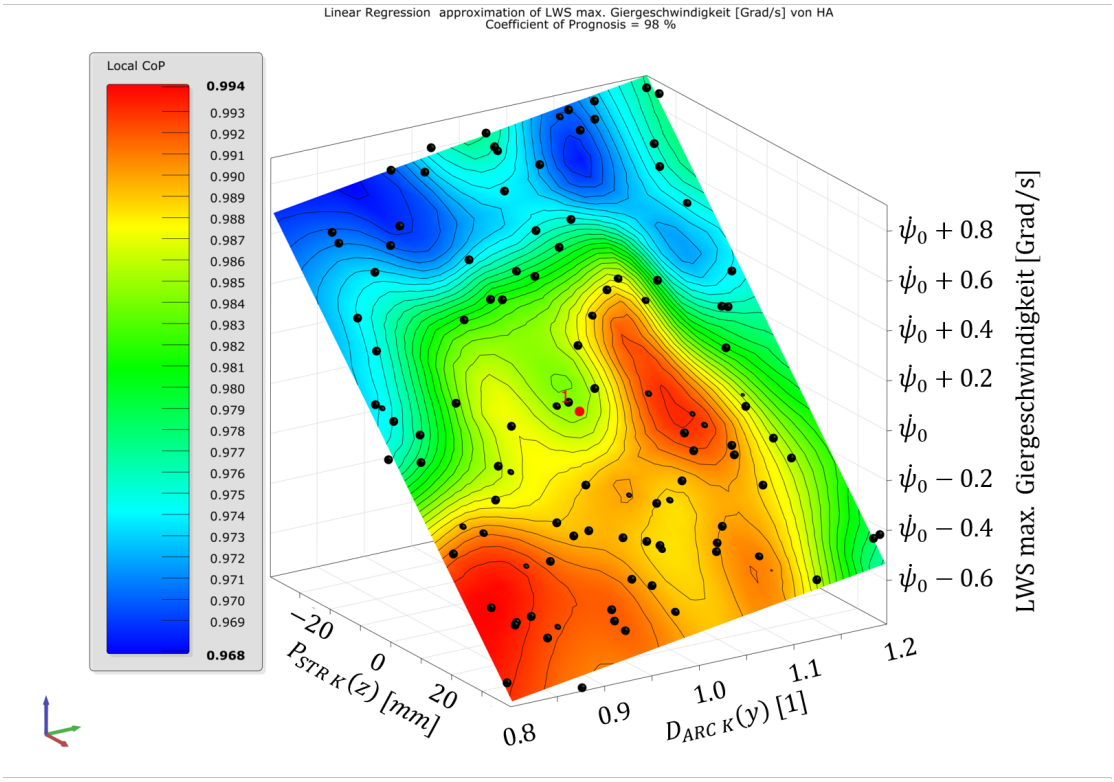

Abbildung A.5: Antwortfläche HA LWS max. Giergeschwindigkeit

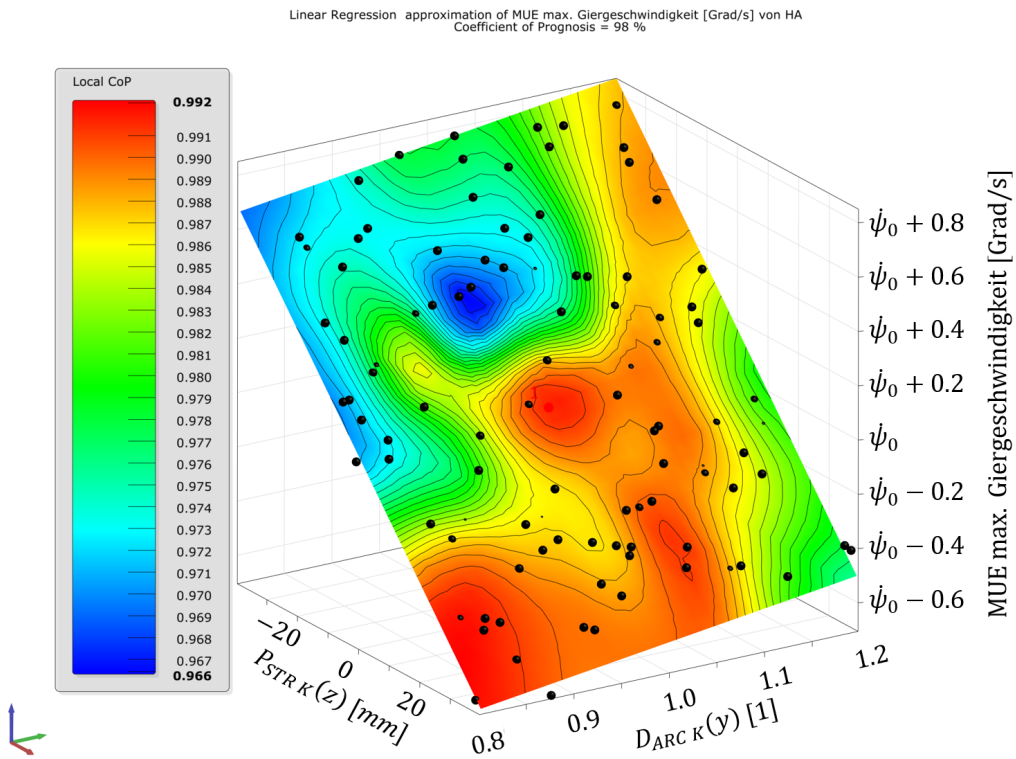

Abbildung A.6: Antwortfläche HA MUE max. Giergeschwindigkeit

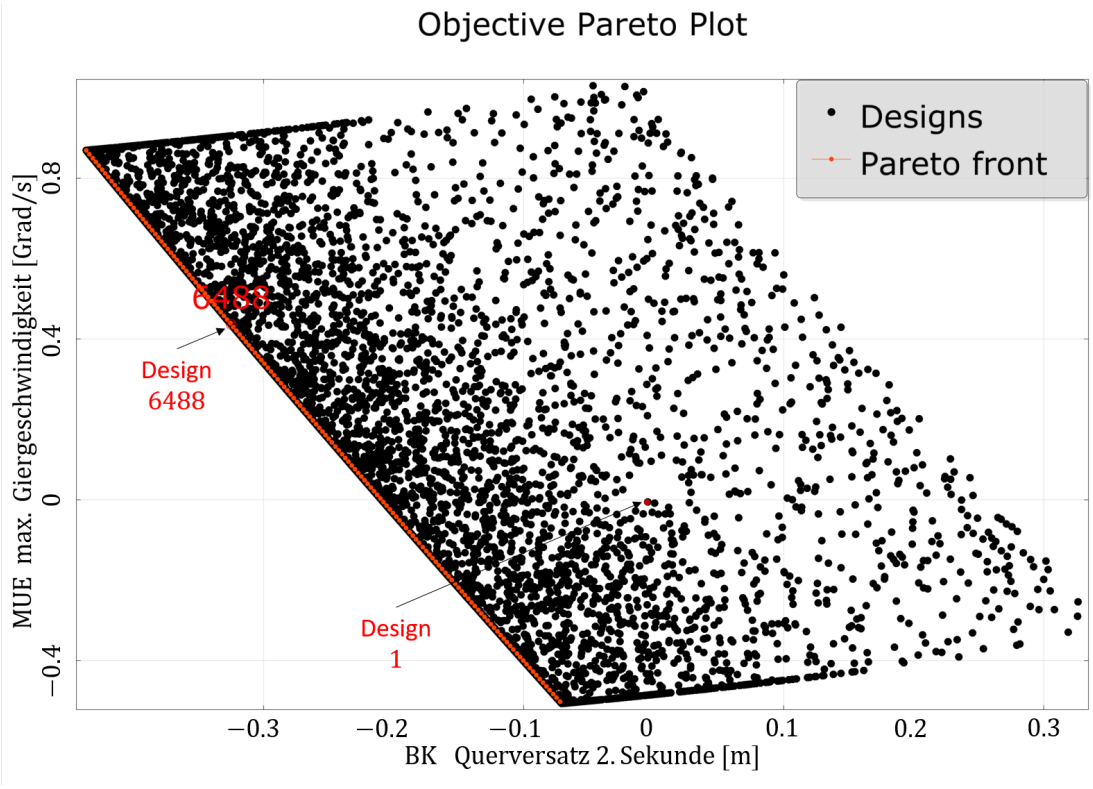

Abbildung A.7: Pareto HA lws max. Gierrate vs bk Querversatz 2.Sekunde

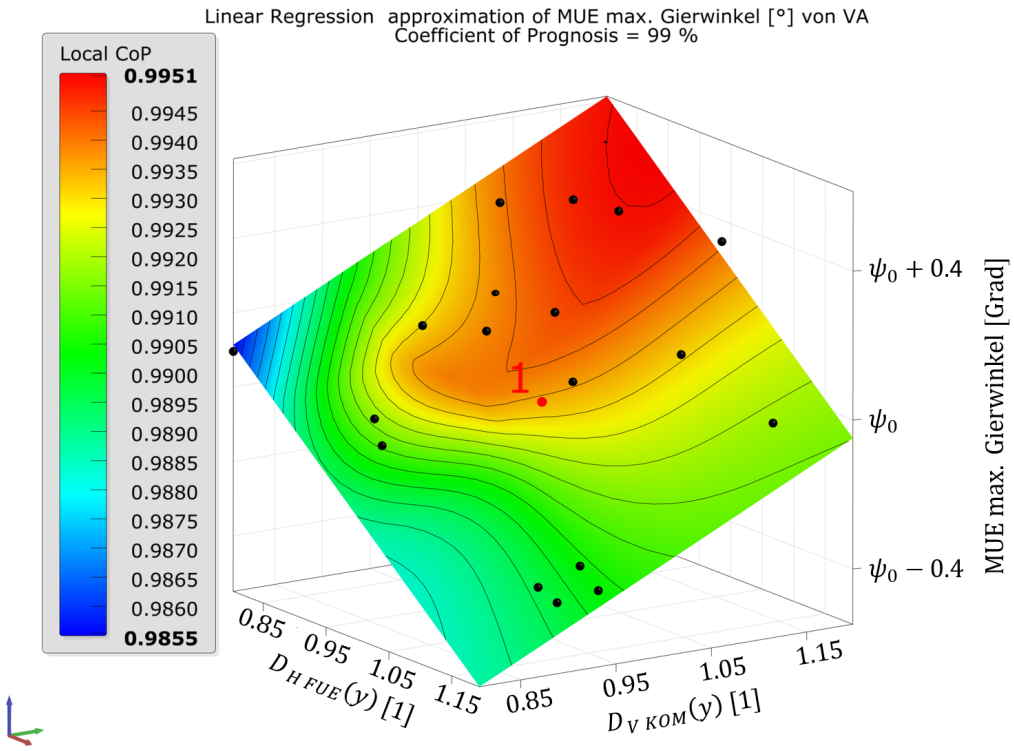

Abbildung A.8: Antwortfläche des max. Gierwinkels bei MUE der Vorderachse

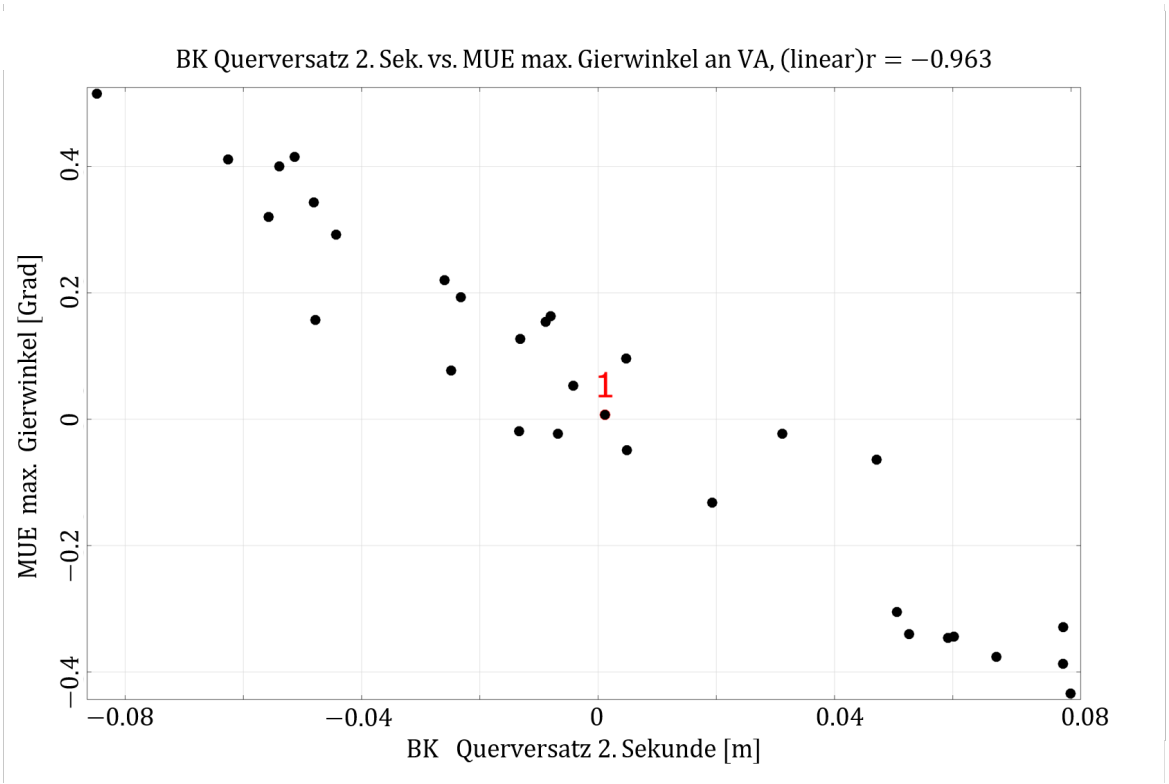

Abbildung A.9: Korrelation zwischen dem Querversatz in 2.Sekunde nach Bremsbeginn bei Geradeausbremsen und max. Gierwinkel bei MUE unter Baugruppe VA

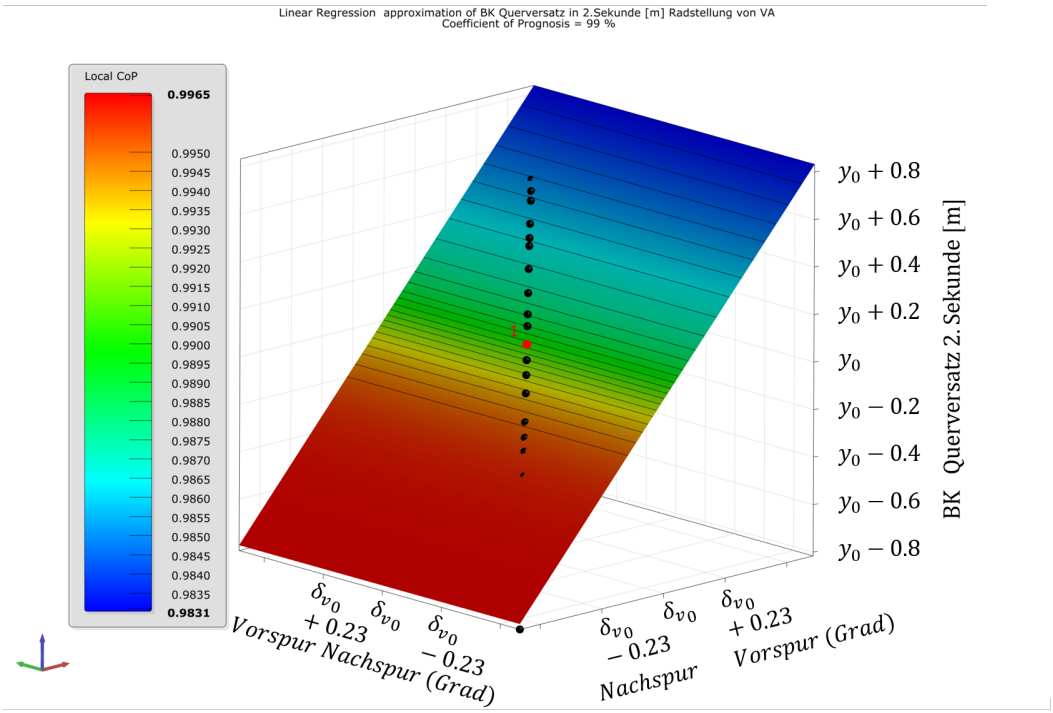

Abbildung A.10: Antwortfläche des Querversatzes in 2. Sekunde bei BK zur Spurstellung an Vorderachse

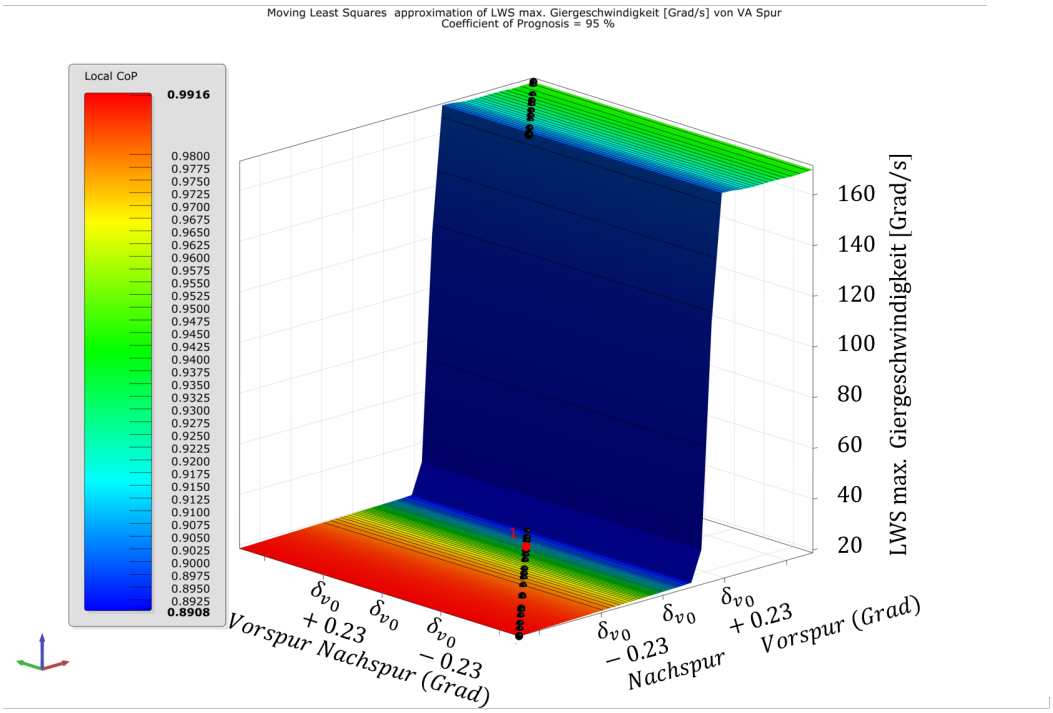

Abbildung A.11: Antwortfläche der maximalen Giergeschwindigkeit bei Lenkwinkelsprung zur Spurstellung an Vorderachse

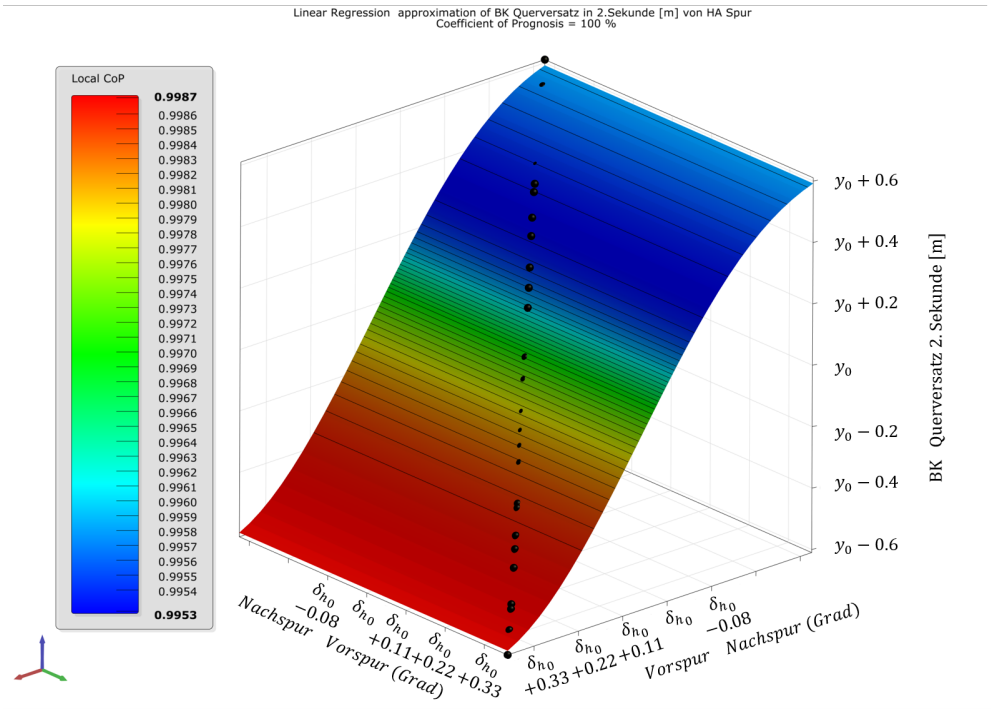

Abbildung A.12: Antwortfläche des Querversatzes in 2. Sekunde bei BK zur Spurstellung an Hinterachse

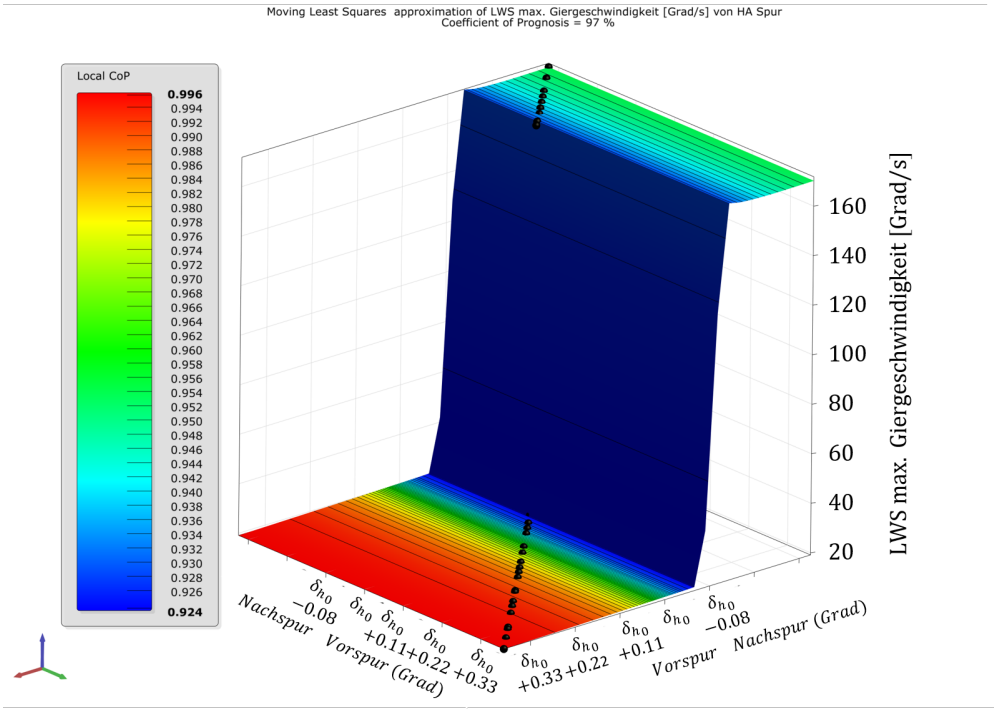

Abbildung A.13: Antwortfläche der max. Giergeschwindigkeit bei Lenkwinkelsprung zur Spurstellung an Hinterachse

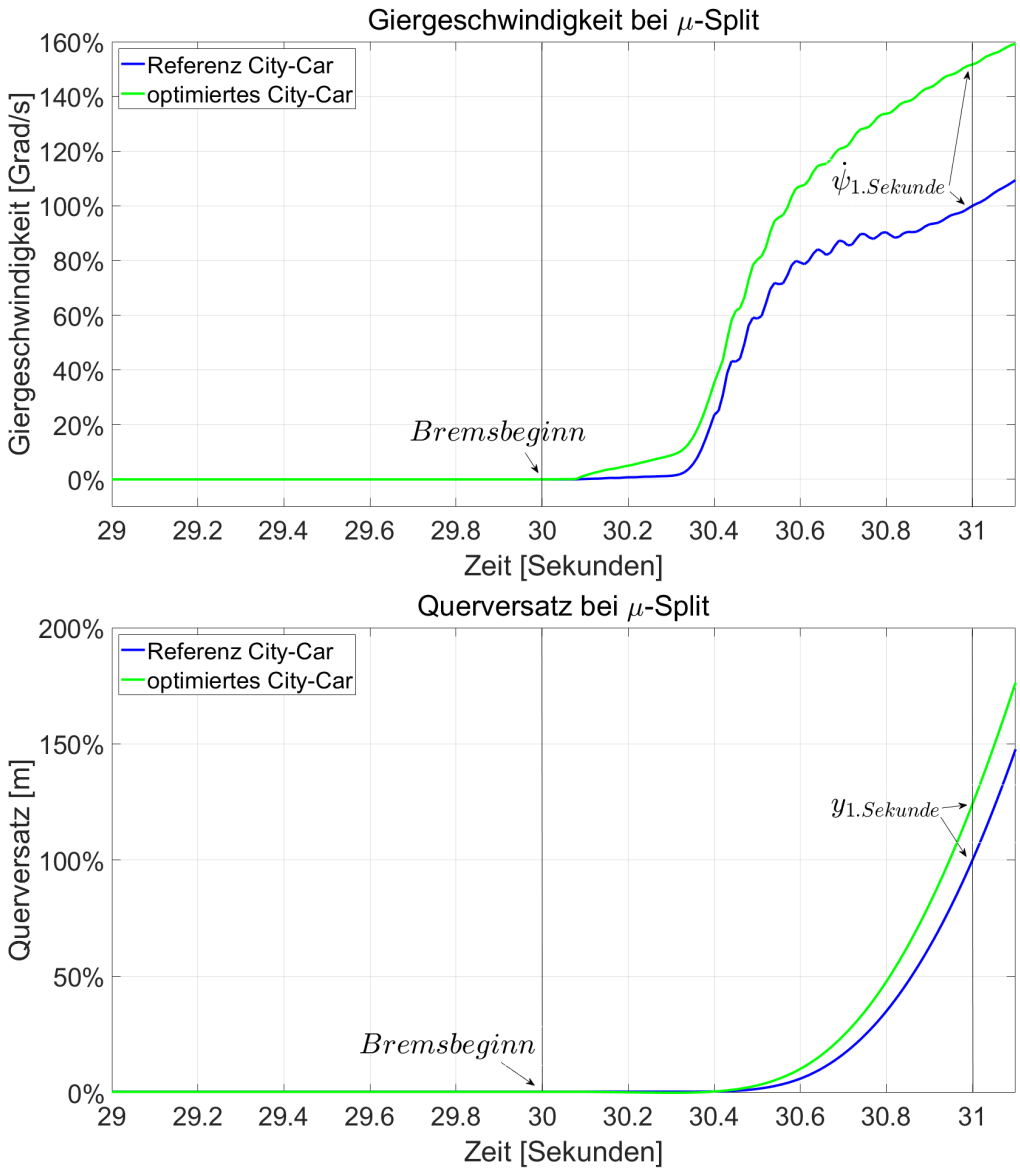

Abbildung A.14: μ-Split des City-Cars

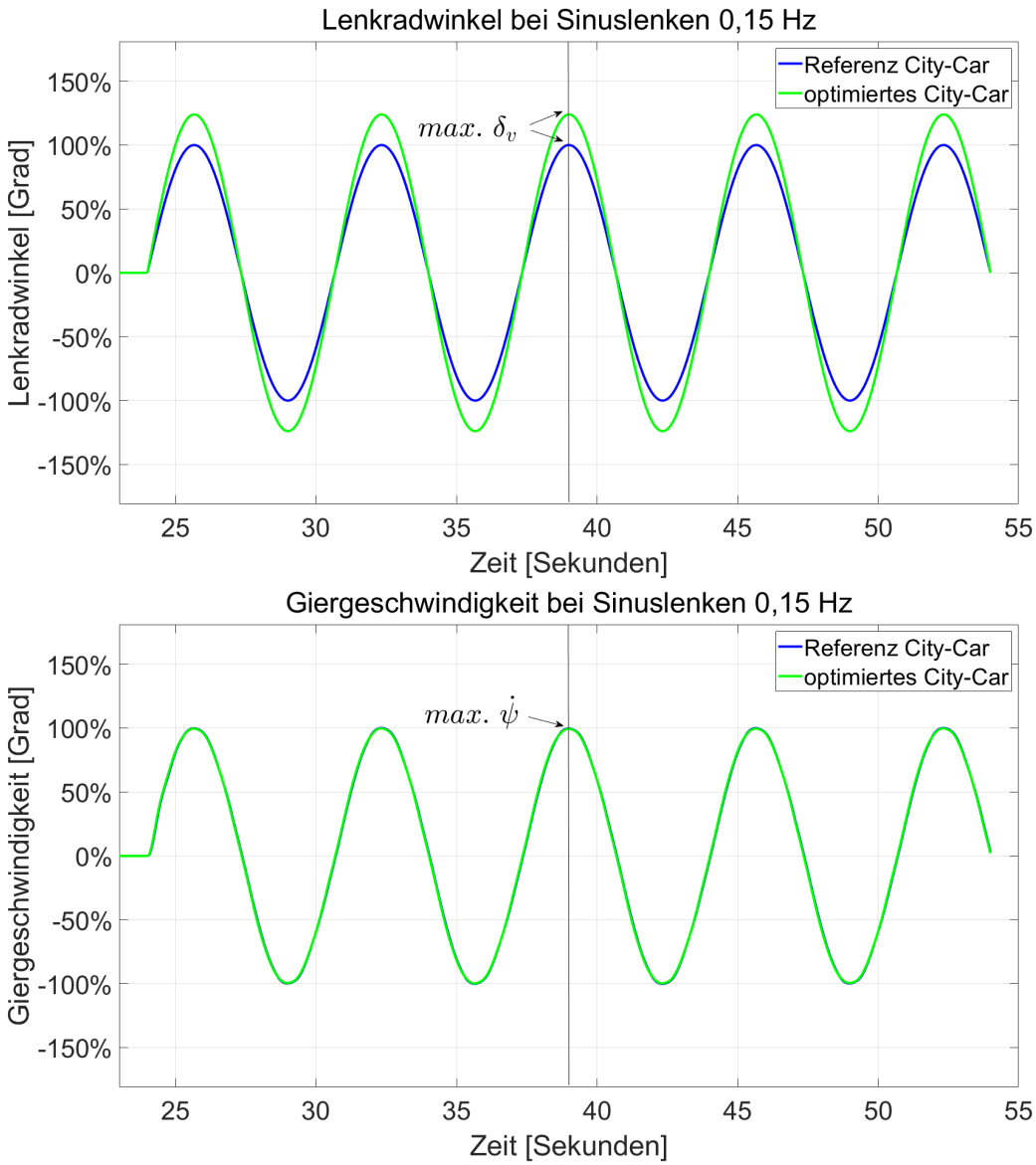

Abbildung A.15: Nebenkriterien des City-Cars

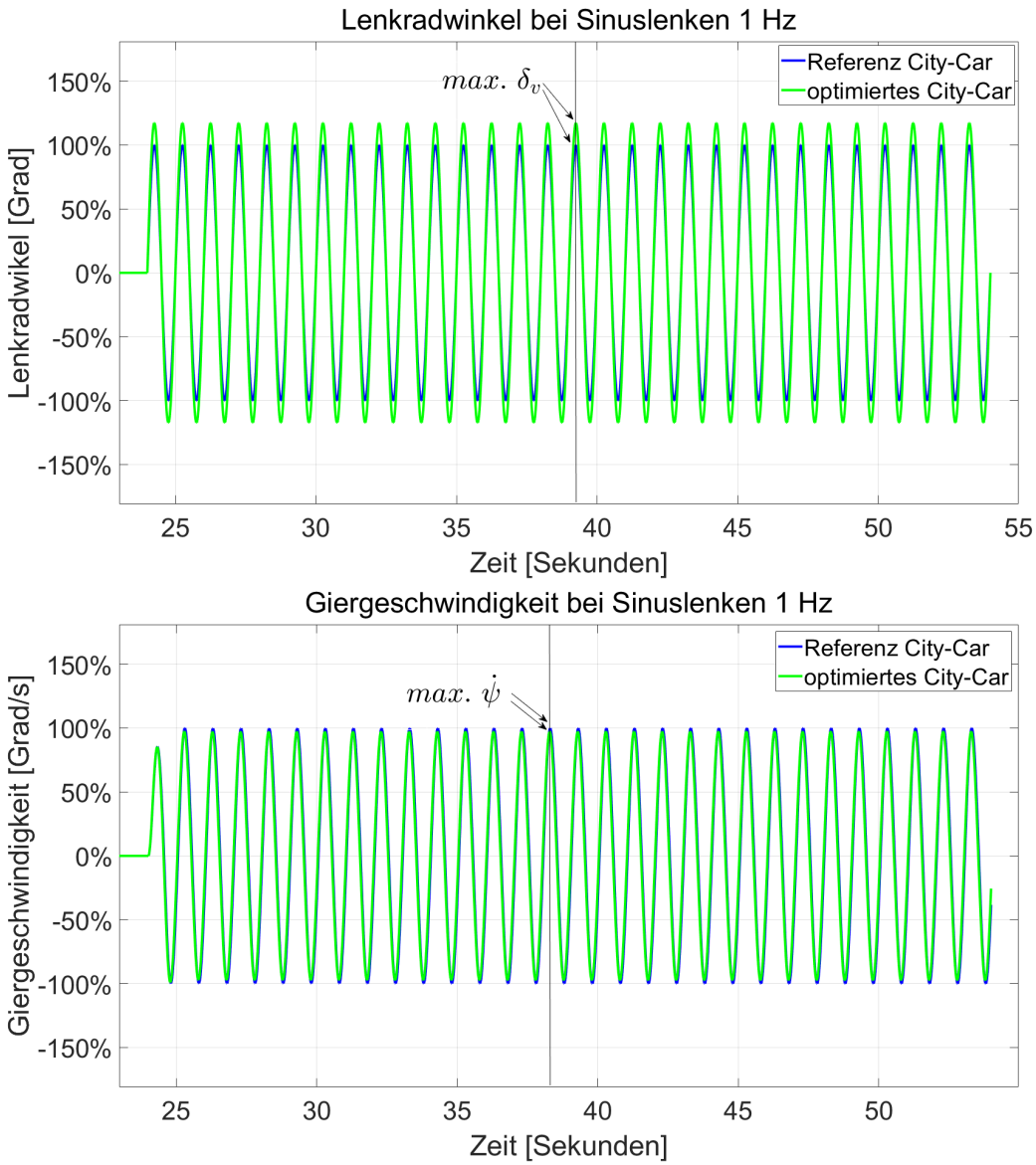

Abbildung A.16: Sinuslenken bei 1 Hz des City-Cars

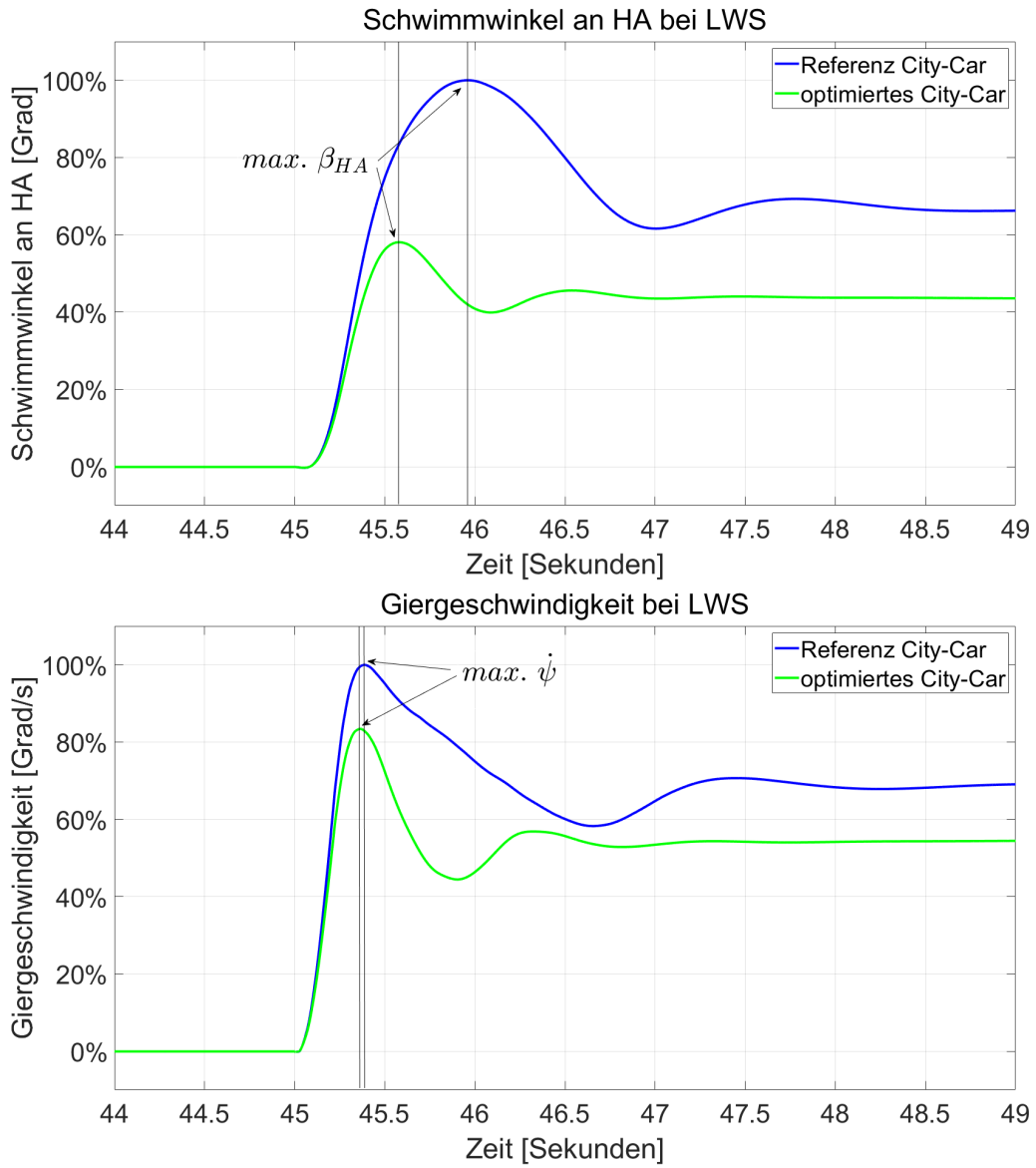

Abbildung A.17: Lenkwinkelsprung des City-Cars