

Lehrstuhl für Fahrzeugtechnik
der Technischen Universität München

**Funktionsmodell der Karosserie
zur Auslegung des Schwingungskomforts im Gesamtfahrzeug**

Michael Spickenreuther

Vollständiger Abdruck der von der Fakultät für Maschinenwesen der Technischen Universität München zur Erlangung des akademischen Grades eines

Doktor-Ingenieurs

genehmigten Dissertation.

Vorsitzender: Univ.-Prof. Dr.-Ing. B.-R. Höhn

Prüfer der Dissertation:

1. Univ.-Prof. Dr.-Ing. B. Heißing
2. Univ.-Prof. Dr.-Ing. habil. H. Ulbrich

Die Dissertation wurde am 18.10.2005 bei der Technischen Universität München eingereicht und durch die Fakultät für Maschinenwesen am 07.02.2006 angenommen.

Die vorliegende Arbeit erscheint ebenfalls im VDI-Verlag als
FORTSCHRITT-BERICHT VDI Reihe 12 Nr. 619.

Danksagung

Die vorliegende Arbeit entstand im Rahmen einer Zusammenarbeit des Lehrstuhls für Fahrzeugtechnik der Technischen Universität München, an dem ich von 2002 – 2004 als wissenschaftlicher Mitarbeiter beschäftigt gewesen bin und der Abteilung Strukturtechnik und Schwingungen der BMW AG München.

Mein besonderer Dank gilt an erster Stelle meinem Doktorvater Herrn Prof. Dr.-Ing. B. Heibing, der durch seine Offenheit und konstruktive Kritik diese Arbeit stets gefördert hat.

Herrn Prof. Dr.-Ing. Dr.-Ing. habil. H. Ulbrich danke ich ganz herzlich für die Übernahme des zweiten Gutachtens und Herrn Prof. Dr.-Ing. B.-R. Höhn für den Vorsitz des Prüfungsausschusses.

Herrn Prof. Dr.-Ing. P. Zeller, Leiter der Hauptabteilung Akustik und Schwingungen, und Herrn A. von Panajott, dem Leiter der Abteilung Strukturtechnik und Schwingungen der BMW AG, sowie Herrn Dr.-Ing. H. Finsterhölzl, darf ich an dieser Stelle meinen herzlichen Dank für Ihr erwiesenes Vertrauen und Ihre Unterstützung bei der Bearbeitung dieser Arbeit aussprechen.

Ein ganz spezieller Dank geht an Herrn Dr. ir. P. Venhovens für sein stetes Interesse an dieser Arbeit und für unsere zahlreichen konstruktiven Diskussionen.

Besonders bedanken möchte ich mich an dieser Stelle bei den Studenten, die mich im Rahmen von Diplomarbeiten, Studienarbeiten, Projekten oder Praktika tatkräftig unterstützt haben: cand.-Math. Johannes Amberg, cand.-Ing. Harald Bauhoffer, cand.-Math. Thomas Satzger, Dipl.-Ing. Andreas Weisshuhn, Dipl.-Ing. Severin Wiedemann, Ms. Abigail Yee,

Allen Kolleginnen und Kollegen am Lehrstuhl für Fahrzeugtechnik, sowie bei der BMW AG danke ich für die stets freundliche und kollegiale Zusammenarbeit.

Am Ende meiner universitären Ausbildung gilt ein ganz besonderer Dank meinen Eltern und meiner Partnerin Claudia für die Unterstützung, die sie mir im Laufe der Jahre zu Teil werden ließen.

Unterschleißheim, im Oktober 2005

Inhaltsverzeichnis

Formelzeichen und Abkürzungen	VIII
1 Einleitung	1
1.1 Motivation	1
1.2 Aufgabe.....	2
1.3 Stand der Technik	4
2 Theoretische Grundlagen	7
2.1 Schwingungskomfort im Fahrzeug	7
2.1.1 Aufbauschwingungen	8
2.1.2 Motorstuckern.....	9
2.1.3 Leerlauf.....	10
2.1.4 Rad- und Gelenkwellenunwucht	11
2.2 Mechanische Grundlagen	12
2.2.1 Bewegungsgleichung.....	12
2.2.2 Zustandsraum	15
2.2.3 Eigenwertproblem	15
2.2.4 Transferfunktion und Systemantwort.....	16
2.3 Optimierung.....	17
2.3.1 Optimierungsverfahren ohne Nebenbedingungen	18
2.3.2 Optimierungsverfahren mit Nebenbedingungen	23
3 Funktionsmodell.....	26
3.1 Motivation	26
3.2 Idee eines Funktionsmodells.....	31
3.3 Analyse der Karosseriederivate	34
3.3.1 Karosseriemodelle in der Praxis	34
3.3.2 Schwingformen der Karosserie	37
3.4 Ableitung Funktionsmodell	40
3.4.1 Die starren Körper des Funktionsmodells	41
3.4.2 Die Freiheitsgrade des Funktionsmodells	45

3.5 Parameter des Funktionsmodells	48
3.5.1 Statistische Parameter	48
3.5.2 Identifikationsparameter	49
4 Trägheitsparameter des Funktionsmodells	50
4.1 Definition der Trägheitsparameter	51
4.2 Massenparameter	53
4.2.1 Von der Rohkarosserie zum „Trimmed Body“ - Modell	53
4.2.2 Korrelation mit Radstand und Gesamtgewicht	57
4.2.3 Massenparameter der Einzelkörper	59
4.3 Koordinaten der Massenschwerpunkte	60
4.4 Massenträgheitsparameter	62
4.4.1 Globale Massenträgheitsmomente	63
4.4.2 Trägheitsparameter der Einzelkörper	66
4.5 Zusammenfassung	70
5 Virtuelle Parameter des Funktionsmodells	71
5.1 Definition der virtuellen Parameter	72
5.1.1 Gelenkorte	72
5.1.2 Federsteifigkeiten	75
5.1.3 Dämpfungsparameter	77
5.2 Ziel der Parameteridentifikation	78
5.3 Strategien der Parameteridentifikation	78
5.3.1 Steifigkeitsidentifikation – Dämpfungsidentifikation	79
5.3.2 Biegeidentifikation – Torsionsidentifikation	81
5.3.3 Eigenformidentifikation – Eigenfrequenzidentifikation	82
5.3.4 Strategiekonzept der Parameteridentifikation	84
5.4 Elemente der Parameteridentifikation	85
5.4.1 Optimierungsverfahren	86
5.4.2 Zielfunktion	88
5.4.3 Referenzen	91
5.4.4 Mode-Tracking	97
5.4.5 Mehrkörperimplementierung	102
5.4.6 Expertensystem	109

5.5 Topologie der Parameteridentifikation	110
5.6 Beispiel einer Parametrisierung	112
6 Verifikation der Methode „Funktionsmodell Karosserie“	117
6.1 Vorstellung des Verifikationsobjekts.....	118
6.2 Standardanregungen an der Karosserie	119
6.3 Standardanregungen am Gesamtfahrzeug	125
6.4 Zusammenfassung	132
7 Anwendungen des Funktionsmodells	133
7.1 Allgemeine Sensitivitätsanalysen	134
7.1.1 Variation der 1. Biegeeigenfrequenz.....	134
7.1.2 Variation der 1. Torsionseigenfrequenz	138
7.1.3 Variation der Masse.....	140
7.2 Sensitivitäten auf das Motorstuckern.....	142
7.2.1 Einfluss der Eigenfrequenzkonfiguration.....	142
7.2.2 Einfluss der Eigenformen	146
7.3 Bewertung der Sensitivitätsanalysen	148
8 Zusammenfassung und Ausblick.....	150
9 Literaturverzeichnis.....	153

Formelzeichen und Abkürzungen

α	rotatorische Koordinate in x-Richtung
α_{opt}	Schrittweite im Optimierungsalgorithmus
α_{EF}	Gewichtungsfaktor innerhalb der Zielfunktion
β	rotatorische Koordinate in y-Richtung
β_{EV}	Gewichtungsfaktor innerhalb der Zielfunktion
δ	Frequenzdelta
ε	Schwellenwert der Zielfunktion
ε_{g}	Gewichtungsfaktor innerhalb der Zielfunktion
$\dot{\varphi}$	Winkelgeschwindigkeit
γ	rotatorische Koordinate in z-Richtung
κ	modale Dämpfung
λ	Eigenwerte
μ	Lagrange-Multiplikator der Ungleichheitsnebenbedingungen
τ_{g}	Gewichtungsfaktor innerhalb der Zielfunktion
ν	Lagrange-Multiplikator der Gleichheitsnebenbedingungen
π	Kreiszahl
ω	Kreisfrequenz
ψ, ϕ	Eigenvektor
c	Steifigkeit
c_{eq}	Gleichheitsnebenbedingungen im Optimierungsverfahren
c	Ungleichungsnebenbedingungen im Optimierungsverfahren
d	Dämpfung
f	Frequenz
f^*	Zielfrequenz
f	Funktion
i	imaginäre Zahl (ausgenommen: als Indizes)
m	Masse
p	Optimierungsparameter
p	Vektor der Optimierungsparameter
q	generalisierte Ortskoordinate
$\dot{\mathbf{q}}$	generalisierte Geschwindigkeitskoordinate
s	Suchrichtung im Optimierungsalgorithmus
\mathbf{s}^T	transponierte Suchrichtung
u	Steuervektor
v	translatorische Geschwindigkeit

x	translatorische Koordinate in x-Richtung
\mathbf{x}	Ortsvektor
$\dot{\mathbf{x}}$	Geschwindigkeitsvektor
$\ddot{\mathbf{x}}$	Beschleunigungsvektor
y	translatorische Koordinate in y-Richtung
\mathbf{y}	Messvektor
z	translatorische Koordinate in z-Richtung
\mathbf{z}	Zustandsvektor
$\dot{\mathbf{z}}$	Erste Ableitung des Zustandsvektors nach der Zeit
\Im	Imaginärteil
\Re	Realteil
Φ	Eigenformmatrix
θ	Zielfunktion
θ_{EF}	Eigenfrequenzanteil der Zielfunktion
θ_{EV}	Eigenvektoranteil der Zielfunktion
θ_g	Gemischter Anteil der Zielfunktion
ϕ	Eigenvektor
A	Matrix
${}_s\mathbf{A}$	Systemmatrix
${}_s\mathbf{B}$	Eingangsmatrix
C	Steifigkeitsmatrix
${}_s\mathbf{C}$	Ausgangsmatrix
D	Dämpfungsmatrix
${}_s\mathbf{D}$	Durchgangsmatrix
E	Einheitsmatrix
E_{kin}	kinetische Energie
E_{pot}	potenzielle Energie
F	Transferfunktion
G	Ersatzmatrix für die Hesse-Matrix
${}_{BFGS}\mathbf{G}$	Ersatzmatrix für die Hesse-Matrix nach der Broyden-Fletcher-Goldfarb-Shanno-Modifikation
H	Ersatzmatrix für die inverse Hesse Matrix
${}_{DFP}\mathbf{H}$	Ersatzmatrix für die inverse Hesse-Matrix nach der Davidon-Fletcher-Powell-Modifikation
I	Massenträgheitsmoment

L	Lagrange-Funktion der Zielfunktion eines Optimierungsverfahrens mit Nebenbedingungen
M	Massenmatrix
P	Hesse-Matrix der Lagrange-Funktion nach dem Lagrange-Newton-Verfahren
Q	generalisierte Kraft
V	Verformung einer Struktur
W	Hesse-Matrix der Lagrange-Funktion L
mac	Modal Assurance Criterion - Variable
VL	Körper vorne links im Funktionsmodell
VR	Körper vorne rechts im Funktionsmodell
ML	Körper Mitte links im Funktionsmodell
MR	Körper Mitte rechts im Funktionsmodell
HL	Körper hinten links im Funktionsmodell
HR	Körper hinten rechts im Funktionsmodell
Z_V	z-Koordinate des Gelenkortes zwischen vorderen / mittleren Körpern
Z_H	z-Koordinate des Gelenkortes zwischen mittleren / hinteren Körpern
CY_MV	Federsteifigkeit zwischen vorderen / mittleren Körpern um β
CY_MH	Federsteifigkeit zwischen mittleren / hinteren Körpern um β
CY_LR	Federsteifigkeit zwischen den mittleren Körpern um β
CX_VLR	Federsteifigkeit zwischen vorderen / mittleren Körpern um α
CZH_LR	Federsteifigkeit zwischen mittleren / hinteren Körpern um γ
C_VLR	Federsteifigkeit zwischen den vorderen Körpern um β
C_HLR	Federsteifigkeit zwischen den hinteren Körpern um β
DY_MV	Dämpfung zwischen vorderen / mittleren Körpern um β
DY_MH	Dämpfung zwischen mittleren / hinteren Körpern um β
DY_LR	Dämpfung zwischen den mittleren Körpern um β
DX_VLR	Dämpfung zwischen vorderen / mittleren Körpern um α
DZH_LR	Dämpfung zwischen mittleren / hinteren Körpern um γ
D_VLR	Dämpfung zwischen den vorderen Körpern um β
D_HLR	Dämpfung zwischen den hinteren Körpern um β
SMB	Standard-Massen-Belegung
MKS	Mehrkörper-Systemanalyse
FEM	Finite-Elemente-Methode
MAC	Modal Assurance Criterion
SQP	Sequential Quadratic Programming
∇	Nablaoperator

$\frac{\partial}{\partial q}$ partielle Ableitung

$\frac{d}{dt}$ Ableitung nach der Zeit

Indizes werden in der Arbeit als Laufvariablen verwendet.

1 Einleitung

1.1 Motivation

Das Design eines neu entwickelten Fahrzeugs gehört zu dessen Serienstart zu den meist diskutierten Aspekten bei der Bewertung des Fahrzeugs durch potenzielle neue Kunden. Weitere Merkmale wie die maximale Leistung, die Höchstgeschwindigkeit oder aber auch die Größe des zur Verfügung stehenden Kofferraums, sowie der Preis – um nur einige Beispiele zu nennen – werden durch Kunden ebenso kritisch betrachtet. Diese genannten Charakteristika stellen jedoch nur eine kleine Auswahl derjenigen Eigenschaften eines Fahrzeugs dar, welche sich leicht in Zahlen ausdrücken lassen und damit für einen Vergleich auf dem Papier sehr einfach und schnell zur Verfügung stehen. Bei der Beurteilung des Schwingungskomforts gibt es dagegen keine eindeutigen Zahlenwerte, die es dem potenziellen Kunden erlauben, eine Beurteilung nur auf dem Papier durchzuführen. Trotzdem gehört der Schwingungskomfort zu den wichtigsten Charakteristika eines Fahrzeugs.

Seine Bedeutung liegt vor allem in den negativen Auswirkungen eines schlechten Schwingungskomforts auf das Befinden der Fahrzeuginsassen. Neben den deutlich spürbaren Vibrationen im Fahrzeug gibt es eine Vielzahl weiterer nicht bewusst wahrgenommener Einflüsse auf die Insassen, welche am Ende einer Autofahrt mehr oder weniger deutlich am Maß der erfolgten Anstrengung spürbar sind. Dieser während der Fahrt gewonnene Eindruck kann die

Kaufentscheidung deutlich beeinflussen. Aus diesem Grund spielt die technische Auslegung eines neuen Fahrzeugs bzgl. des Schwingungskomforts eine wichtige Rolle in der Fahrzeugentwicklung.

Im Allgemeinen bilden Anforderungen an die Qualität, an die Entwicklungsdauer und an die Entwicklungskosten neuer Produkte und damit auch neuer Fahrzeuge die Eckpunkte einer Produktentwicklung. Ziel einer erfolgreichen Produkt- bzw. Fahrzeugentwicklung muss es sein, einen möglichst guten Kompromiss dieser drei zum Teil gegenläufigen Hauptfaktoren zu realisieren. Dabei besitzt für den langfristigen Erfolg eines Unternehmens der Faktor Qualität eine sehr hohe Priorität. Unter dieser Maßgabe erhöht sich der Druck auf die beiden anderen Faktoren, Entwicklungsdauer und -kosten.

Zur Reduktion der Entwicklungsdauer ist es in erster Linie notwendig, die Anzahl der Optimierungsschleifen innerhalb einer Entwicklung zu verringern. Gelingt dies, ist zugleich eine Senkung der Entwicklungskosten möglich. Diese Reduktion kann jedoch nur dann zu einem erfolgreichen Produkt führen, wenn bereits sehr früh im Entwicklungsprozess ein möglichst hoher Produktreifegrad erreicht wird.

In der Vergangenheit wurde diesem Aspekt wenig Beachtung geschenkt, da die geometrisch orientierte Entwicklung im Vordergrund stand. Bei dieser Entwicklungsmethodik steht zu Beginn der Entwicklung die geometrische Machbarkeit eines neuen Fahrzeugs im Mittelpunkt. Erst mit dem Aufbau von realen Prototypen beginnt die Analyse der funktionalen Zusammenhänge der Konzepte. Diese Entwicklungsmethodik bedingt eine große Zahl von Iterationsschleifen, die zu einem großen Zeit- und damit auch Kostenaufwand führen. Durch den verstärkten Einsatz von Computer basierten Berechnungsmethoden in den letzten Jahren ist es bereits heute möglich, einen Teil der in der Vergangenheit notwendigen Prototypen einzusparen. Darüber hinaus ist es für die Zukunft unbedingt notwendig, den Einsatz derartiger Berechnungsmethoden immer weiter zu verstärken. Ziel dieser Entwicklung ist der Übergang von der geometrischen zur funktionalen Entwicklung. Dazu sind allerdings Berechnungsmodelle notwendig, die die Funktionen der einzelnen Bauteile abbilden können, ohne dass die exakten geometrischen Charakteristika bereits vorliegen. Mit Hilfe solcher Funktionsmodelle für einzelne Komponenten oder Bauteilgruppen ist es möglich, bereits zu einem sehr frühen Zeitpunkt der Entwicklung einen relativ hohen Reifegrad des Fahrzeugs zu generieren. Dies trägt direkt zu einer Zeit- und Kostenersparnis, und damit im weiteren Sinne auch zur Konkurrenzfähigkeit des Unternehmens bei.

1.2 Aufgabe

Zur Erhöhung des Produktreifegrads zu einem frühen Zeitpunkt der Entwicklung eines neuen Fahrzeugs, sollen die bereits bestehenden Entwicklungsmethoden um ein funktionsorientiertes Verfahren erweitert werden. Dazu soll eine Methode zur Abbildung der globalen Eigenfrequenzen der Karosserie erarbeitet werden. Ziel dieser Methode ist die Generierung und

Parametrisierung eines Funktionsmodells für die Karosserie, welches die globalen dynamischen Eigenschaften einer realen Karosserie wiedergeben kann. Bei der Definition des Funktionsmodells ist der am Einsatzzweck des Funktionsmodells orientierte Gültigkeitsbereich festzulegen. Dieser soll die Schwingungskomfortberechnung in der sehr frühen Konzeptphase des Produktentwicklungsprozesses sein und Schwingungskomfortphänomene nach Bild 1.1 im Frequenzbereich 1 – 30 Hz abdecken können.

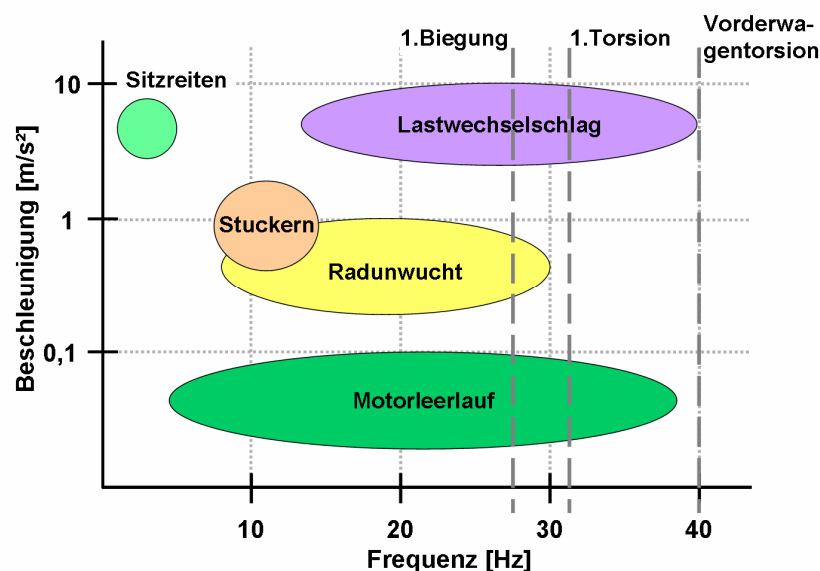


Bild 1.1: Relevante Schwingungskomfortprobleme für das Funktionsmodell Karosserie mit beispielhaften globalen Eigenfrequenzen der Limousinenkarosserie

Mittels des Funktionsmodells soll es möglich werden, die dynamischen Eigenschaften der Karosserie schon dort im Entwicklungsprozess abzubilden, wo bislang die Schwingungskomfortberechnung nur an Hand einer Mehrkörpersimulationemethode mit reinen starren Körpern durchgeführt worden ist. Dies ist notwendig, da aus Bild 1.1 zu erkennen ist, dass die globalen Eigenfrequenzen z.B. der Limousinenkarosserie direkt im Frequenzbereich verschiedener Schwingungsphänomene liegen. Durch diese Überschneidung der Schwingungsanregungen und der globalen dynamischen Eigenformen der Karosserie ist eine alleinige Auslegung mit einem Mehrkörpermodell, welches die globalen dynamischen Eigenschaften der Karosserie nicht abbilden kann, nicht ausreichend. Zusätzlich unterstützt wird diese Feststellung zum einen damit, dass die globalen Eigenformen der Karosserie auch im Bereich ihrer unterkritischen Anregung einen Einfluss auf das Schwingungsverhalten des Gesamtfahrzeugs aufweisen, und zum anderen, dass die Eigenfrequenzen der Karosserie z.B. beim Derivat Cabrio signifikant tiefer in ihrer Frequenzlage sind.

Für die Gültigkeit der Aussagen bei der Schwingungskomfortberechnung mit dem Funktionsmodell ist es notwendig, die globalen Eigenfrequenzen und -formen der verschiedenen Karosseriederivate zu identifizieren und durch eine Reduktion der Eigenformen auf eine eindeutige Konzeptausprägung deutlich voneinander abzugrenzen.

Neben der Definition eines möglichen Funktionsmodells soll zusätzlich eine Methodik zur allgemeingültigen Parametrisierung des Funktionsmodells aufgebaut und abgesichert werden. Dazu ist es zum einen notwendig, die funktionalen Zusammenhänge zwischen Karosserie und Fahrwerk bzw. Antriebsstrang zu erkennen, zum anderen müssen jedoch auch statistische Aussagen zu den Trägheitsparametern analysiert und bewertet werden. Ziel dieser Anforderung ist, eine Parametrisierung des Funktionsmodells mit nur wenigen Eingangsparametern zu ermöglichen. An Hand einer Analyse verschiedener Schwingungskomfort relevanter Betrachtungen mit integriertem Funktionsmodell ist der Nachweis über die Gültigkeit des Verfahrens zu führen. Abschließend sollen mögliche Einsatzpotenziale des Funktionsmodells in der Entwicklung aufgezeigt werden, die ohne Funktionsmodell nicht oder nicht zu einem so frühen Zeitpunkt in der Entwicklung möglich sind.

1.3 Stand der Technik

In der Fahrzeugentwicklung liefert der experimentelle Versuch immer noch die verbindlichen Entwicklungsaussagen. Dies gilt uneingeschränkt auch für die Entwicklung des Schwingungskomforts. Trotzdem beginnt sich die Berechnung von Schwingungskomfort relevanten Problemstellungen zu etablieren. Dies liegt zum einen an der immer höheren Güte der berechneten Ergebnisse, zum anderen aber auch an dem Druck, die Anzahl der aufgebauten Prototypen in der Entwicklung immer weiter zu reduzieren.

Bei der Berechnung von Schwingungskomfortproblemen kommen heute hauptsächlich zwei Berechnungsmethoden zum Einsatz [30]. Neben der Mehrkörpersystemsimulation (MKS) wird ebenfalls die Finite-Elemente-Methode (FEM) verwendet.

Die Ersatzmodelle in der Mehrkörpersystemberechnung [8, 9, 42] sind relativ kleine Modelle. Dabei bezieht sich die Größe der Modelle auf die Freiheitsgrade, die ein Modell besitzt. Bei den MKS-Modellen eines Gesamtfahrzeugs rechnet man heute mit wenigen hundert Freiheitsgraden. Als Anhaltspunkt dienen hier 200-300 Freiheitsgrade. Jedoch weisen Teilmodelle von einzelnen Baugruppen oder Komponenten des Fahrzeugs auch sehr viel weniger Freiheitsgrade auf. Durch die zusätzliche Vereinfachung, die Körper der MKS-Modelle als starr anzunehmen, ergeben sich relativ kleine Parameterdimensionen für die Modelle. Für die vollständige Parametrisierung eines starren Körpers ist die Kenntnis dessen Masse, dessen Massenträgheitsmomente und dessen Lage des Massenschwerpunkts im Raum ausreichend. Zusammen mit der kleinen Anzahl von Freiheitsgraden ergeben sich somit verhältnismäßig kleine Modelle, deren Definition und Berechnung in vergleichsweise kurzer Zeit erfolgen kann. Bei einem Gesamtfahrzeugmodell kann mit einem Standardanwendungsprogramm wie z.B. SIMPACK, ADAMS oder DADS innerhalb einer Minute eine Eigenwertberechnung durchgeführt werden. Damit ist die MKS-Methode trotz der Vereinfachungen gegenüber der physikalischen Realität ein interessantes Werkzeug bei der Berechnung von Schwingungskomfortproblemen.

Die Modelle der Finite-Elemente-Methode [19] sind gegenüber den MKS-Modellen wesentlich größer. Bei Fahrzeugmodellen weisen die Ersatzmodelle heute über 1 Million Freiheitsgrade auf. Diese Größe der Modelle impliziert natürlich eine wesentlich größere Rechenzeit, die von mehreren Stunden bis mehreren Tagen reichen kann. Die Größe der FEM-Modelle resultiert dabei aus dem grundsätzlichen anderen Verständnis zwischen FEM und MKS. Während in der MKS einzelne Körper als starre Körper angesehen und angenähert werden, in denen die Masse auf einen Schwerpunkt reduziert ist und die keine Steifigkeit besitzen, geht man in der FEM bei einem Körper von einem elastischen Kontinuum aus. Darunter ist zu verstehen, dass die Steifigkeiten in MKS-Modellen in explizit zwischen den einzelnen Körpern definierten Steifigkeitskomponenten, wie z.B. Federn, realisiert werden, wohingegen die Steifigkeit des FEM-Modells, genauso wie seine Masse über das gesamte Modell kontinuierlich verteilt ist.

Grundsätzlich anders ist auch die Zielsetzung beider Berechnungsmethoden. Ist es bei der FEM Ziel, das Verhalten eines Bauteils unter Last bei kleinen Verschiebungen zu berechnen, also z.B. die Spannungsverteilung im Bauteil bei einer angreifenden Kraft, will die MKS die Frage nach den entstehenden Kräften bei großen Verschiebungen ermitteln. Das bedeutet, die FEM ist ursprünglich für die Berechnung linearer Systeme entstanden und die MKS zur Berechnung nichtlinearer Systeme.

In den letzten Jahren wurden die theoretischen Grundlagen zur Kopplung dieser beiden Berechnungsmethoden gelegt [9, 12, 42]. Damit ist es möglich geworden, in eigentlich starre MKS-Modelle einzelne elastische oder flexible Körper zu integrieren. Dies ist dann notwendig, wenn durch die Elimination der elastischen Eigenschaften eines Körpers zu große Fehler in der dynamischen Berechnung des Systems gemacht werden. Dies kann z.B. bei der Schwingungskomfortberechnung bis 25 Hz beim Gesamtfahrzeug der Fall sein, da in diesem Frequenzbereich bereits die ersten globalen Eigenformen der Karosserie liegen, die das Übertragungsverhalten im Gesamtfahrzeug mit beeinflussen [43]. Bei der Modellierung der Karosserie als starrer Körper wird der Einfluss dieser globalen Eigenformen vernachlässigt.

Für die Integration eines elastischen Körpers in ein MKS-Modell ist es notwendig, das FEM-Modell zu reduzieren, da die automatischen Solver der MKS-Anwendungen nicht mit einer so großen Anzahl an Freiheitsgraden rechnen können. Diese Reduzierung gelingt durch eine Modaltransformation bzw. durch den so genannten Ritz Ansatz [36, 42]. Das bedeutet, dass das dynamische Verhalten des Modells nicht durch die Verschiebungen der einzelnen Knoten des Modells dargestellt wird, sondern durch eine lineare Kombination der Eigenformen des Modells. Diese Vorgehensweise wird inzwischen auch von einigen MKS-Anwendungen wie SIMPACK oder ADAMS angeboten. Die Kombination der MKS- und FEM-Welt hat zu einer effizienteren Berechnung mechanischer Systeme beigetragen.

Für die Auslegungs- und Absicherungsberechnung von neuen Fahrzeugkonzepten ist diese Kopplung jedoch nur von untergeordneter Bedeutung, da zu einem so frühen Zeitpunkt in der Entwicklung normalerweise keine FEM-Modelle zur Verfügung stehen. Für deren Aufbau ist schon ein relativ exakter Geometriestand notwendig, der in dieser frühen Phase nur selten zur Verfügung steht. Eine Ausnahme bildet hierin die Verwendung von Vorgängermodellen, die

jedoch auch mit großen konzeptionellen Unsicherheiten belegt sind. Damit stehen für den Konzeptprozess nur reine starre MKS-Modelle zur Verfügung.

Um den Einfluss einer flexiblen Karosserie schon früh im Entwicklungsprozess abzubilden, wird bereits in [27] versucht ein Ersatzmodell für die Karosserie zu entwickeln, welches den Einfluss der globalen Torsionseigenform auf die Wankwinkel und damit die Fahrdynamikauslegung untersuchen soll. Als Ergebnis wird dabei ermittelt, dass die globale Torsionseigenform keinen nachweisbaren Einfluss auf die Fahrdynamik besitzt und damit eher die lokalen Steifigkeiten als Einflussparameter für die Fahrdynamikauslegung identifiziert werden. Dieses Ergebnis ist zum einen anschaulich nachzuvollziehen, da es sich bei Fahrdynamikmanövern um relativ tieffrequente Problemstellungen handelt und zum anderen ein sehr einfaches Zwei-Massen-Modell zur Repräsentation der Karosserie gewählt worden ist.

In der Auslegungsberechnung für Schwingungskomfortprobleme wird bislang hauptsächlich mit einfachen Ersatzmodellen, wie z.B. Zwei-Massen-Schwingern bei der Motorlagerauslegung [34] oder mit starren Mehrkörpermodellen gerechnet. Die Integration einer flexiblen Karosserie ist bislang in der Auslegungsberechnung für den Schwingungskomfort noch kaum untersucht [43].

2 Theoretische Grundlagen

Im folgenden Kapitel wird ein Einblick in die theoretischen Grundlagen zum tieferen Verständnis des Vorgehens und Aufbaus der entwickelten Methode zur Definition eines Funktionsmodells der Karosserie gegeben. Dabei werden verschiedene Disziplinen der ingenieurwissenschaftlichen Arbeitsfelder vorgestellt.

Einleitend wird auf verschiedene Phänomene des Schwingungskomforts im Fahrzeug eingegangen und deren Entstehung und Analyse erläutert. Daran schließt sich ein Überblick über die wichtigsten mechanischen Grundlagen der Starrkörpermechanik an. Im Abschnitt Optimierung soll eine grundsätzliche Klassifizierung verschiedener Optimierungsverfahren vorgenommen werden, was als Grundlage für die spätere Auswahl eines Optimierungsverfahrens dient.

2.1 Schwingungskomfort im Fahrzeug

Im Verlauf dieser Arbeit wird immer wieder vom Schwingungskomfort eines Fahrzeugs gesprochen. Um diesen umfassenden Begriff des Schwingungskomforts genauer einzuordnen, wird in diesem Abschnitt auf verschiedene Phänomene des Schwingungskomforts eines Fahrzeugs eingegangen, welche in Bezug auf die vorliegende Arbeit von Bedeutung sind.

2.1.1 Aufbauschwingungen

Bei den so genannten Aufbauschwingungen [7, 32] handelt es sich um ein sehr tieffrequentes Schwingungsphänomen, welches im Frequenzbereich zwischen 2 und 4 Hz auftritt. Diese Bewegung besteht in einem vertikalen Schwingen der Karosserie gegenüber dem Fahrwerk. Dabei kann die Karosserie als vollkommen starr angenommen werden. Eine beispielhafte Ausprägung dieses Schwingungsphänomens ist in Bild 2.1 gegeben.

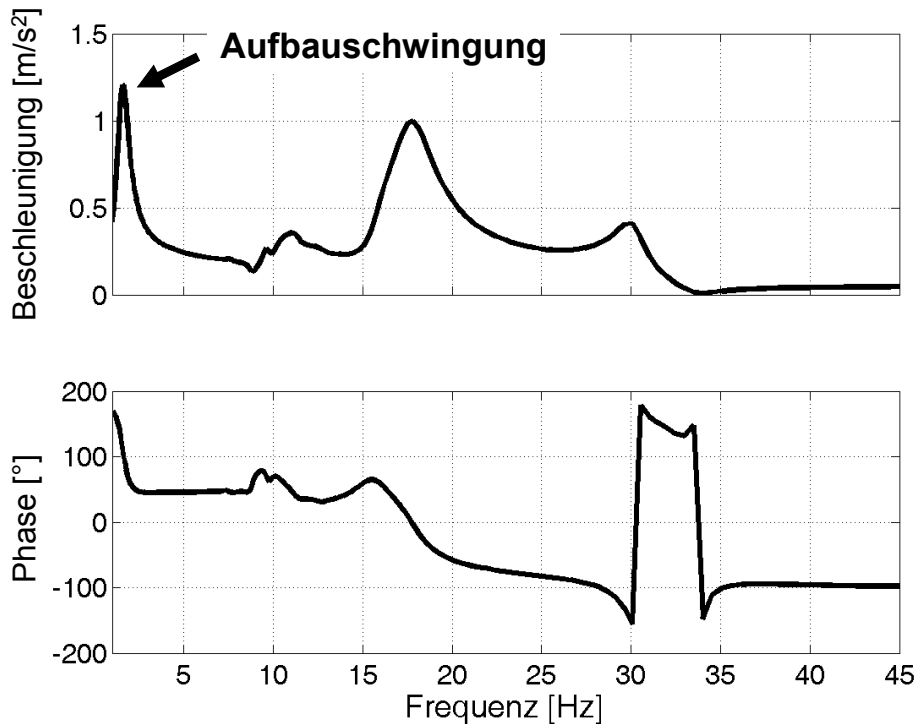


Bild 2.1: Amplituden- und Phasenverlauf bei einer gleichphasigen Hubanregung an den vier Rädern des Gesamtfahrzeugs mit Messung der vertikalen Beschleunigungsantwort an der äußeren Fahrersitzschiene vorne

Besonders negativ wirkt sich dieses Schwingungsphänomen aus, wenn die Frequenz der Aufbauschwingung im Bereich der Eigenfrequenzen der Organe des Menschen liegt, welche ab ca. 4 Hz zu identifizieren sind. Kommt es zu einer Anregung einer menschlichen Eigenfrequenz durch die Aufbauschwingung, ruft dies ein starkes Unbehagen beim Fahrzeuginsassen hervor, was unbedingt zu vermeiden ist.

Dabei muss neben den unterschiedlichen Eigenfrequenzen des Menschen auch die veränderliche Empfindlichkeit des Menschen gegenüber Anregungen aus verschiedenen Frequenzbereichen berücksichtigt werden. Da die Empfindlichkeit des Menschen gerade im Bereich 4 - 8 Hz [32, 46] am größten ist, gewinnt die Tatsache an Bedeutung, dass die Aufbauschwingungen möglichst tieffrequent eingestellt werden müssen, um somit eine möglichst große Trennung zu den menschlichen Eigenfrequenzen erreichen zu können.

2.1.2 Motorstuckern

Das Motorstuckern [22, 32, 34] ist im Frequenzbereich zwischen 8 – 20 Hz zu identifizieren. Dabei kommt es zu einer Anregung der Hub- und Nickeigenformen des Motor-Getriebe-Verbundes gegenüber der Karosserie durch eine gleichphasige Anregung an den vorderen Rädern. Auf Grund des großen Gewichts des Motor-Getriebe-Verbundes kann es bei einer ungenügenden dynamischen Entkopplung des Motor-Getriebe-Verbundes gegenüber der Karosserie zu sehr störenden Resonanzphänomenen im Innenraum des Fahrzeugs kommen.

Ein Beispiel für die Identifikation des Motorstuckerns ist in Bild 2.2 bei ca. 11 Hz und 17 Hz gegeben.

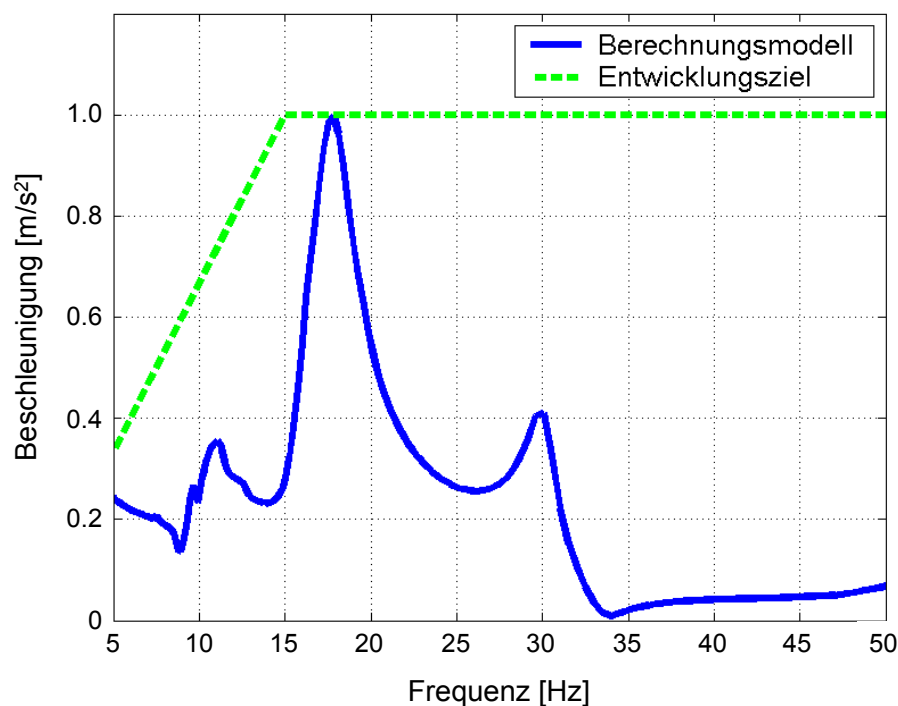


Bild 2.2: Amplitudenverlauf der vertikalen Beschleunigungsmessung am vorderen Verschraubungspunkt der äußeren Fahrersitzschiene bei einer gleichphasigen Anregung an den beiden Vorderrädern, mit dem das Schwingungskomfortphänomen Motorstuckern abgebildet werden kann

Als bekanntestes Beispiel zur dynamischen Entkopplung des Motor-Getriebe-Verbundes gilt das so genannte Hydrolager [18, 25]. Beim Hydrolager wird eine Synthese der Gummieigenschaften eines reinen Gummilagers und hydraulischer Effekte aus der Strömungsmechanik erreicht. Ergebnis dieser Synthese ist die Realisierung unterschiedlicher dynamischer Steifigkeitsniveaus im tiefen bzw. hohen Frequenzbereich. Diese verschiedenen Steifigkeitsniveaus sind deshalb in der Auslegung der Motorlager wichtig, da diese Lager zwei gegensätzliche Anforderungen erfüllen müssen. Zum ersten müssen sie das Motorstuckern verhindern, was bedeutet, dass die Lager relativ steif sein müssen. Zum zweiten sollen sie aber auch im höheren Frequenzbereich eine gute Isolation der Karosserie gegenüber den Anregungen aus dem

Motor ermöglichen, was nur mit weichen Lagern erreicht werden kann. Mit Hilfe eines Hydrolagers können beide Ziele realisiert werden.

2.1.3 Leerlauf

Im Leerlauf des Motors kommt es zu einer zyklischen Anregung der Karosserie aus den Gaskräften der einzelnen Zylinder [7, 32, 49]. Das Auftreten der Gaskräfte ist dabei abhängig von der Zylinderzahl des Motors. Da für die Laufruhe des Motors neben den freien Massen des Motors die Gaskräfte entscheidend sind, ist es wichtig, die Frequenz des Auftretens dieser Gaskräfte zu kennen. Beim Vier-Zylinder-Motor kommt es pro Kurbelwellenumlauf beim üblichen 4-Takt-Motor zu zwei Zündungen im Motor. Das bedeutet, dass die entstehenden Gaskräfte, die durch ihre Baugleichheit der Zylinder in jedem Zylinder theoretisch gleich groß sind, mit der doppelten Frequenz in Bezug auf die Kurbelwellenumdrehung entstehen. Aus diesem Grund spricht man beim Vier-Zylinder-Motor bei der dominanten Frequenz der Gaskraft von der 2. Motorordnung. Diese 2. Motorordnung ist für die Betrachtung des Leerlaufkomforts von entscheidender Bedeutung, was in Bild 2.3 aufgezeigt ist.

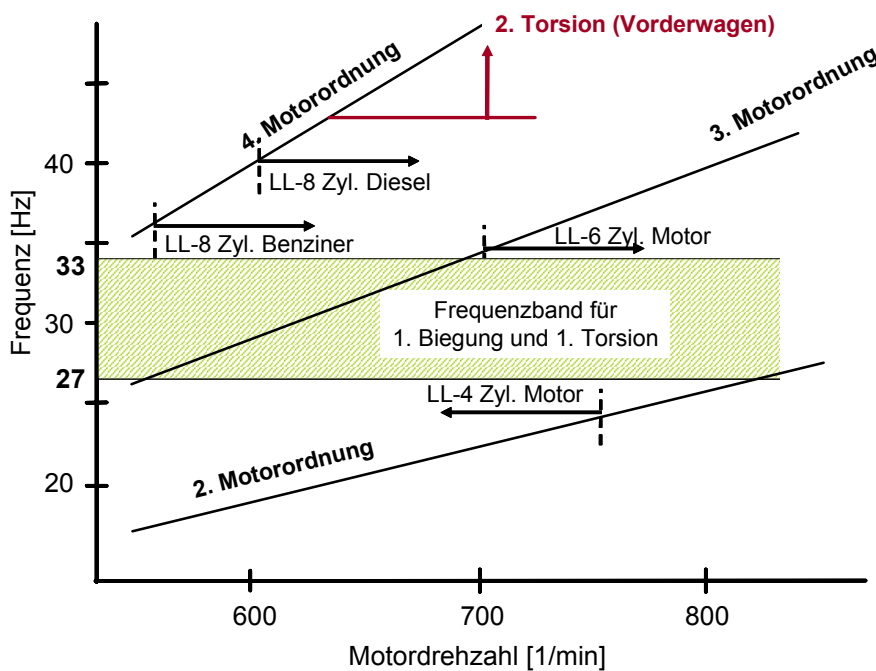


Bild 2.3: Gegenüberstellung der dominanten Motorordnungen verschiedener Motoren, abhängig von der Motordrehzahl, mit den Frequenzniveaus der globalen Karosserieeigenmoden, auch bekannt als Campbell-Plot [7]

Wie in Bild 2.3 zu sehen ist, unterscheidet sich die betrachtete dominante Motorordnung je nach Zylinderzahl des Motors. Beim Sechs-Zylinder-Motor kommt es pro Kurbelwellenumdrehung zu drei Zündungen im Motor, deshalb spricht man hier von der 3. Motorordnung. Beim Acht- und Zwölf-Zylinder Motor gilt eine analoge Betrachtung.

Wie aus Bild 2.3 weiter zu erkennen, ist die Frequenz der Motorordnung von entscheidender Bedeutung für den Schwingungskomfort des Fahrzeugs im Leerlauf. Im Leerlauf steht das Fahrzeug normalerweise. Damit resultiert die einzige Anregung an das Fahrzeug aus dem Motor. Kommt es in diesem Fall zu einer Resonanzkopplung zwischen der dominanten Motorordnung und den globalen Eigenfrequenzen der Karosserie, würde dies zu einer starken Beeinträchtigung des Schwingungskomforts durch deutliche Vibrationen am Bodenblech und sogar am Sitz kommen. Aus diesem Grund ist in der Entwicklung eines neuen Fahrzeugs für eine sorgfältige Entkopplung der dominanten Motorordnung von den globalen Karosserieeigenmoden Sorge zu tragen.

Die Schwierigkeit dieser Aufgabe ist wiederum aus Bild 2.3 zu entnehmen, da in ein Fahrzeugkonzept meistens Motoren mit unterschiedlicher Zylinderzahl eingebaut werden. Am Beispiel eines Vier-Zylinder- und Sechs-Zylinder-Motors ist dabei zu sehen, wie klein der Kompromisskorridor für eine deutliche und ausreichende schwingungstechnische Entkopplung dieser Charakteristika für beide Motorbauarten ist.

2.1.4 Rad- und Gelenkwellenunwucht

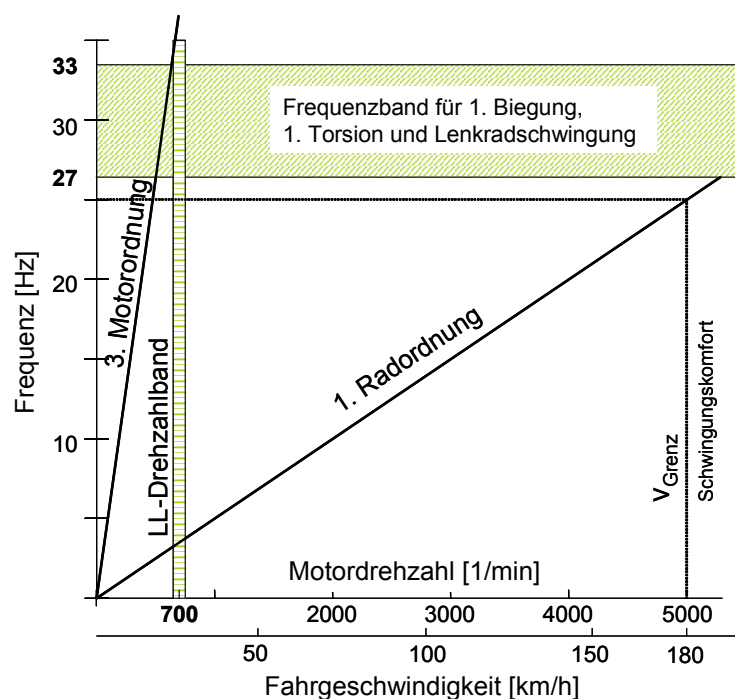


Bild 2.4: Zusammenhang zwischen den globalen Eigenfrequenzen der Karosserie und der geschwindigkeitsabhängigen 1. Radordnung, sowie der 3. Motorordnung beim Sechs-Zylinder-Motor mit dazugehörigem Leerlaufdrehzahlband [7]

Bei den Rad- und Gelenkwellenunwuchten [7] kann der Frequenzbereich des Auftretens dieser Schwingungsphänomene nicht so scharf eingegrenzt werden, wie bei den vorhergehenden Schwingungsphänomenen. Grund dafür ist, dass bei einer Unwucht, z.B. des Rades, die dadurch entstehende Anregung der Karosserie direkt von der Fahrgeschwindigkeit des Fahr-

zeugs abhängt, was in Bild 2.4 skizziert ist. Analog zum Leerlauf ist bei den Rad- und Gelenkwellenunwuchten eine größtmögliche Entkopplung der Anregungsfrequenz aus dem Rad und der Gelenkwelle von den globalen Eigenfrequenzen der Karosserie zu realisieren. Denn auch in diesem Fall kommt es bei einem Zusammenfallen dieser Resonanzfrequenz und der Karosserieeigenfrequenzen zu Beeinträchtigungen im Schwingungskomfort.

Im Gegensatz zu den Anregungen aus dem Leerlauf bleiben die Frequenzen der Rad- und Gelenkwellenunwuchten aber, wie Bild 2.4 zu entnehmen, nicht konstant. Dies bedeutet, dass es im Geschwindigkeitsfenster zwischen 0 und 250 km/h immer zu einer Kopplung kommen wird. Um eine zwangsläufige Störung des Schwingungskomforts durch diese Tatsache möglichst klein zu halten, muss man fordern, dass die Eigenfrequenzen der Karosserie sehr hoch sein müssen, damit die Radunwuchten erst bei sehr hohen, aber sehr selten gefahrenen Geschwindigkeiten auftreten. Dies hat den zusätzlichen Vorteil, dass die entstehenden Amplituden eher gering sind und die damit aufgenommene Energie eher klein ist, im Gegensatz zu den hohen Amplituden bei tieferen Frequenzen bzw. kleineren Geschwindigkeiten. Eine alternative Möglichkeit diese Störung des Schwingungskomforts zu vermeiden, ist eine bessere Entkopplung zwischen Fahrwerk und Karosserie zu realisieren. Dies würde ebenfalls zu einer geringeren Anregung der Karosserieeigenformen führen.

2.2 Mechanische Grundlagen

Die Beschreibung mechanischer Systeme ist in einer nahezu unüberschaubaren Vielfalt in der Literatur [8, 9, 11, 19, 21, 36, 42, 44, 53] vorhanden. An dieser Stelle sollen deshalb nur einige Grundzüge dargestellt werden, die sich für die vorliegende Arbeit als wichtig herausgestellt haben.

2.2.1 Bewegungsgleichung

Basis für die rechnerische schwingungstechnische Analyse mechanischer Systeme ist das Aufstellen der Bewegungsgleichungen für dieses System. Für die Aufstellung der Bewegungsgleichungen gibt es zwei grundlegend verschiedene Möglichkeiten [5, 26].

Eine Methode zum Aufstellen der Bewegungsgleichungen ist die direkte Methode [5] oder auch Methode nach Newton-Euler [26] genannt. Dabei wird das mechanische System mittels des Schnittprinzips in einzelne Körper aufgeteilt. Für diese einzelnen Körper werden Impuls- und Drallsatz angewendet. Durch Anwendung des d'Alembertschen Prinzips oder auch des Jodainschen Prinzips werden die Schnittkräfte zwischen den einzelnen Körpern wieder eliminiert und die Bewegungsgleichungen ermittelt. Welches der beiden Prinzipien dabei angewendet wird, hängt dabei von den Zwangsbedingungen des Systems ab.

Bei der zweiten Methode handelt es sich um die indirekte Methode [5] bzw. die Methode nach Lagrange [26]. Bei dieser Methode wird die kinetische und potenzielle Energie des me-

mechanischen Systems ermittelt. Durch Differentiation dieser Gleichungen werden die Bewegungsgleichungen ermittelt.

Bei der Realisierung von Mehrkörpersystem-Analyse-Anwendungen auf Basis von Graphical User Interfaces (GUI) wird üblicherweise auf die direkte Methode zurückgegriffen. Zur schnellen, eigenen Analyse kleinerer mechanischer Systeme mit wenigen Freiheitsgraden und steifigkeitsproportionaler Dämpfung bietet sich das indirekte Verfahren nach Lagrange an.

Aufstellen der Bewegungsgleichung nach Lagrange

Ausgangspunkt zur Ermittlung der Bewegungsgleichung ist die Lagrange Gleichung II. Art.

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{dE_{\text{kin}}}{d\dot{q}_j} \right) - \frac{dE_{\text{kin}}}{dq_j} + \frac{dE_{\text{pot}}}{dq_j} = Q_j \quad (2.1)$$

Diese Gleichung basiert auf der kinetischen Energie und den generalisierten Kräften eines mechanischen Systems. Im Folgenden soll der Fall eines zeitinvarianten, konservativen Systems betrachtet werden, bei dem alle auftretenden Kräfte ein Potenzial besitzen und an dem keine äußeren Kräfte angreifen. Damit lässt sich Gleichung (2.1) umformen in

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{dE_{\text{kin}}}{d\dot{q}_j} \right) - \frac{dE_{\text{kin}}}{dq_j} + \frac{dE_{\text{pot}}}{dq_j} = 0 \quad (2.2)$$

Die kinetische Energie des gegebenen Systems ergibt sich aus den Translationen und Rotationen der einzelnen Körper in Verbindung mit ihren Massenkräften und Massenträgheitsmomenten.

$$E_{\text{kin}} = \sum_{i=1}^n \left(\frac{1}{2} \cdot m_i \cdot \mathbf{v}_i^T \cdot \mathbf{v}_i + \frac{1}{2} \cdot I_i \cdot \dot{\phi}_i \cdot \dot{\phi}_i \right) \quad (2.3)$$

Die potentielle Energie des Systems ergibt sich aus den entstehenden Federkräften innerhalb des Systems.

$$E_{\text{pot}} = \sum_{i=1}^n \frac{1}{2} \cdot c_i \cdot x_i^2 \quad (2.4)$$

Für die Ermittlung der Bewegungsgleichung müssen aus Gleichung (2.2) die Massen- und Steifigkeitsmatrizen ermittelt werden.

Massenmatrix

Die Massenmatrix lässt sich aus den Anteilen der kinetischen Energie in der Lagrange-Gleichung ermitteln:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{dE_{\text{kin}}}{d\dot{q}_j} \right) - \frac{dE_{\text{kin}}}{dq_j} \quad (2.5)$$

Aus den Ableitungen der kinetischen Energie aus (2.5) nach den generalisierten Koordinaten, ihren 1. Ableitungen, sowie der Ableitung nach der Zeit ergibt sich die Massenmatrix, die im einfachsten, ungekoppelten Fall eine Diagonalmatrix darstellt.

$$\mathbf{M} = \begin{bmatrix} m_1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & m_2 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & \ddots & 0 \\ 0 & 0 & 0 & m_i \end{bmatrix} \quad (2.6)$$

Steifigkeitsmatrix

Analog zu der Ermittlung der Massenmatrix ergibt sich die Steifigkeitsmatrix des mechanischen Systems durch Ableitung der potenziellen Energie des Systems nach den generalisierten Koordinaten.

$$\frac{dE_{\text{pot}}}{dq_j} \quad (2.7)$$

Daraus ergibt sich z.B. für den einfachsten Fall eines Kettenschwingers mit i Körpern und i Federn die Steifigkeitsmatrix

$$\mathbf{C} = \begin{bmatrix} c_1 + c_2 & -c_2 & 0 & 0 & 0 \\ -c_2 & c_2 + c_3 & -c_3 & 0 & 0 \\ 0 & -c_3 & \ddots & \ddots & 0 \\ 0 & 0 & \ddots & c_{i-1} + c_i & -c_i \\ 0 & 0 & 0 & -c_i & c_i \end{bmatrix} \quad (2.8)$$

Mit der Massen- und Steifigkeitsmatrix lässt sich die Bewegungsgleichung folgendermaßen darstellen.

$$\mathbf{M} \cdot \ddot{\mathbf{x}} + \mathbf{C} \cdot \mathbf{x} = \mathbf{0} \quad (2.9)$$

Wie bereits erwähnt, ist diese Bewegungsgleichung bei Implementierung einer steifigkeitsproportionalen Dämpfung einfach um die Dämpfungsmatrix zu erweitern. Durch die Proportionalität der Dämpfung zur Steifigkeit ergibt sich eine zu (2.8) analoge Dämpfungsmatrix für das Beispiel des einfachen Kettenschwingers mit i Dämpfern.

$$\mathbf{D} = \begin{bmatrix} d_1 + d_2 & -d_2 & 0 & 0 & 0 \\ -d_2 & d_2 + d_3 & -d_3 & 0 & 0 \\ 0 & -d_3 & \ddots & \ddots & 0 \\ 0 & 0 & \ddots & d_{i-1} + d_i & -d_i \\ 0 & 0 & 0 & -d_i & d_i \end{bmatrix} \quad (2.10)$$

Damit ergibt sich folgende Bewegungsgleichung in Normalform:

$$\mathbf{M} \cdot \ddot{\mathbf{x}} + \mathbf{D} \cdot \dot{\mathbf{x}} + \mathbf{C} \cdot \mathbf{x} = \mathbf{0} \quad (2.11)$$

2.2.2 Zustandsraum

Neben der Darstellung aus (2.11) gibt es eine weitere Möglichkeit zur formelbasierten Darstellung eines mechanischen Systems. Diese Darstellung nennt man Zustandsraumdarstellung. Zur Transformation von der vorherigen Normalform in die Zustandsform wird die Formel (2.11) umgeformt in:

$$\ddot{\mathbf{x}} = -\mathbf{M}^{-1} \cdot \mathbf{D} \cdot \dot{\mathbf{x}} - \mathbf{M}^{-1} \cdot \mathbf{C} \cdot \mathbf{x} \quad (2.12)$$

Zusammen mit der Einheitsmatrix \mathbf{E} und Gleichung (2.12) erhält man die Bewegungsgleichung in Zustandsform.

$$\begin{Bmatrix} \dot{\mathbf{x}} \\ \ddot{\mathbf{x}} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} \mathbf{0} & \mathbf{E} \\ -\mathbf{M}^{-1} \cdot \mathbf{C} & -\mathbf{M}^{-1} \cdot \mathbf{D} \end{bmatrix} \cdot \begin{Bmatrix} \mathbf{x} \\ \dot{\mathbf{x}} \end{Bmatrix} \quad (2.13)$$

Mit folgenden Definitionen

$$\mathbf{z} = \begin{Bmatrix} \mathbf{x} \\ \dot{\mathbf{x}} \end{Bmatrix}, \quad {}_s\mathbf{A} = \begin{bmatrix} \mathbf{0} & \mathbf{E} \\ -\mathbf{M}^{-1} \cdot \mathbf{C} & -\mathbf{M}^{-1} \cdot \mathbf{D} \end{bmatrix} \quad (2.14)$$

kann die Gleichung in Kurzform dargestellt werden.

$$\dot{\mathbf{z}} = {}_s\mathbf{A} \cdot \mathbf{z} \quad (2.15)$$

Bei Gleichung (2.15) handelt es sich im Gegensatz zur Bewegungsgleichung 2. Grades in (2.11) um eine Gleichung 1. Grades. Damit ist anschaulich klar, dass durch die Transformation in den Zustandsraum eine Vereinfachung der Lösung der Bewegungsgleichung ermöglicht wird. In Gleichung (2.15) ist analog zu (2.11) der einfache Fall für ein System ohne Anregung gegeben. Liegt am System eine äußere Anregung in Form des Steuervektors \mathbf{u} an, erweitert sich die Formel zu:

$$\dot{\mathbf{z}} = {}_s\mathbf{A} \cdot \mathbf{z} + {}_s\mathbf{B} \cdot \mathbf{u} \quad (2.16)$$

Dabei handelt es sich bei ${}_s\mathbf{B}$ um die Eingangsmatrix.

2.2.3 Eigenwertproblem

Die schwingungstechnische Analyse eines mechanischen Systems umfasst neben der Ermittlung von Transferfunktionen und Systemantworten, resultierend aus definierten Anregungen an das mechanische System, in einem ersten Schritt auch die Ermittlung der Eigenwerte des

mechanischen Systems. Die Eigenwerte beinhalten dabei die Eigenfrequenzen und Eigenvektoren des Systems. Im allgemeinen Sprachgebrauch werden die Eigenvektoren zuweilen auch Eigenformen genannt.

Zur Berechnung der Eigenwerte des zeitinvarianten, konservativen Mehrmassenschwingers mit steifigkeitsproportionaler Dämpfung ergibt sich folgendes Eigenwertproblem basierend auf Bewegungsgleichung (2.11)

$$\left(-\omega_i^2 \cdot \mathbf{M} + i \cdot \omega_i \cdot \mathbf{D} + \mathbf{C}\right) \cdot \Phi_i = \mathbf{0} \quad (2.17)$$

Da die Lösung dieser Gleichung nicht trivial ist, wird zur Lösung des Eigenwertproblems die Bewegungsgleichung in den Zustandsraum transformiert. Damit ergibt sich eine neue Formulierung des Eigenwertproblems:

$$\left({}_s \mathbf{A} - \lambda_i \cdot \mathbf{E}\right) \cdot \Phi_i = \mathbf{0} \quad (2.18)$$

Ausgehend von Gleichung (2.18) müssen zur Lösung des Eigenwertproblems die Nullstellen der Determinante ermittelt werden.

$$\det({}_s \mathbf{A} - \lambda_i \cdot \mathbf{E}) = 0 \quad (2.19)$$

Aus Gleichung (2.19) resultieren die komplexen Eigenwerte λ_i , woraus sich anschaulich die Frequenz und Dämpfung des zugehörigen Eigenvektors bestimmen lässt.

$$\begin{aligned} f_i &= \frac{1}{2 \cdot \pi} \cdot \Im(\lambda_i) \\ d_i &= \frac{\Re(\lambda_i)}{\sqrt{(\Re(\lambda_i))^2 + \Im(\lambda_i)^2}} \end{aligned} \quad (2.20)$$

Durch Einsetzen der Eigenwerte in (2.18) ergeben sich die zugehörigen Eigenvektoren.

2.2.4 Transferfunktion und Systemantwort

Bei der Transferfunktion handelt es sich um die Funktion, die entsteht, wenn ein System an einer Anregungsstelle i mit einer Einheitsanregung beaufschlagt wird und an einer Stelle j des Systems die Antwort gemessen wird.

$$\mathbf{F}_{ij} = \frac{\mathbf{y}_j}{\mathbf{u}_i} = \left(-\omega_i^2 \cdot \mathbf{M} + i \cdot \omega_i \cdot \mathbf{D} + \mathbf{C}\right) \quad (2.21)$$

Bei der Systemantwort dagegen wird zwar an einer Stelle j die Antwort des Systems gemessen, jedoch kann zum einen an mehreren Stellen i gleichzeitig und zum anderen mit ganz spezifischen Beträgen angeregt werden.

$$\mathbf{F}_{ij} = \frac{\mathbf{y}_j}{\sum_{i=1}^n \mathbf{u}_i} = (-\omega_i^2 \cdot \mathbf{M} + i \cdot \omega_i \cdot \mathbf{D} + \mathbf{C}) \quad (2.22)$$

Für die Berechnung von Systemantworten eines zeitinvarianten, konservativen Systems wählt man als Basis die Bewegungsgleichung in Zustandsform. Durch die Berücksichtigung einer Anregung an das System wird jedoch diese allgemeine Form der Bewegungsgleichung aus (2.16) erweitert mit

$$\mathbf{y} = {}_s\mathbf{C} \cdot \mathbf{z} + {}_s\mathbf{D} \cdot \mathbf{u} \quad (2.23)$$

Dabei ist neben der bekannten Systemmatrix ${}_s\mathbf{A}$, welche aus der Massen-, Dämpfungs- und Steifigkeitsmatrix des Systems resultiert, die Eingangsmatrix ${}_s\mathbf{B}$ enthalten, welche die Anregung des Steuervektors \mathbf{u} auf den i -ten Freiheitsgrad des Systems definiert. Die Ausgangsmatrix ${}_s\mathbf{C}$ ist das Pendant zur Systemmatrix ${}_s\mathbf{A}$ und enthält die kinematische Definition des gemessenen Freiheitsgrades. Bei der Durchgangsmatrix ${}_s\mathbf{D}$ handelt es sich um den relevanten Ausschnitt aus der Matrix ${}_s\mathbf{B}$. Die Definition der Systemantwort ergibt sich aus dem Verhältnis zwischen Anregung und Antwort des Systems:

$$\mathbf{F} = \frac{\mathbf{y}}{\mathbf{u}} = {}_s\mathbf{C} \cdot (i \cdot \omega \cdot \mathbf{E} - {}_s\mathbf{A})^{-1} \cdot {}_s\mathbf{B} + {}_s\mathbf{D} \quad (2.24)$$

2.3 Optimierung

Bei der Methode der Optimierung handelt es sich um ein mathematisches Verfahren, das es ermöglicht, ausgehend von einem beliebigen Startpunkt ein optimales Ergebnis für eine vorgegebene Problemstellung zu erhalten. Dabei gibt es eine Vielzahl von verschiedenen Optimierungsmethoden, die sich in drei große Klassen einteilen lassen.

Neben den deterministischen Verfahren gibt es die so genannten stochastischen Methoden und die genetischen Algorithmen. Der große Vorteil der deterministischen Optimierungsverfahren gegenüber den stochastischen und genetischen Verfahren ist die relativ geringe Anzahl von Systemauswertungen, die zur Lösung des Optimierungsproblems benötigt werden. Auf diesem Vorteil basiert die große Bedeutung der deterministischen Verfahren für die Lösung von Optimierungsproblemen bei technischen Anwendungen. Deshalb soll die Theorie dieser Verfahren im Folgenden näher erläutert werden.

Eine Einführung in die Grundlagen der deterministischen Optimierungsverfahren wird an Hand der Unterscheidung von Optimierungsverfahren ohne und mit Nebenbedingungen durchgeführt, was auch häufig in der Literatur so zu finden ist [5, 35]. Darüber hinaus ist die Optimierung ohne Nebenbedingungen die Basis für die Optimierung mit Nebenbedingungen.

2.3.1 Optimierungsverfahren ohne Nebenbedingungen

Ziel einer Optimierung ist es, für eine gegebene Aufgabenstellung eine möglichst optimale Lösung zu finden. Im mathematischen Sinn lässt sich eine Aufgabenstellung als Funktion darstellen, die von mehreren Parametern abhängen kann. Die optimale Lösung ist aus mathematischer Sicht entweder ein Minimum oder ein Maximum der gegebenen Funktion. Im Rahmen der Optimierung spricht man jedoch immer von einem Minimum. Damit ergibt sich folgende Formulierung:

$$\min_{\mathbf{p} \in \mathbb{R}^n} f(\mathbf{p}) \quad (2.25)$$

Aus Formel (2.25) ist dabei zu erkennen, dass die zu optimierende Funktion $f(\mathbf{p})$ von den Optimierungsparametern abhängt, die in der Literatur auch Entwurfparameter [5] genannt werden. Durch iterative Modifikationen dieser Optimierungsparameter soll ein Optimum für die Funktion gefunden werden. Dabei besteht bei deterministischen Optimierungsverfahren allgemein eine Iteration aus zwei Schritten [5]. Im ersten Schritt wird zuerst die Richtung ermittelt, in welche die einzelnen Optimierungsparameter modifiziert werden müssen, um eine bessere Lösung zu erreichen. Im zweiten Schritt der Liniensuche wird anschließend die Schrittweite bestimmt, mit der die Optimierungsparameter verändert werden. Dieser grundlegende Ablauf ist in Bild 2.5 dargestellt.

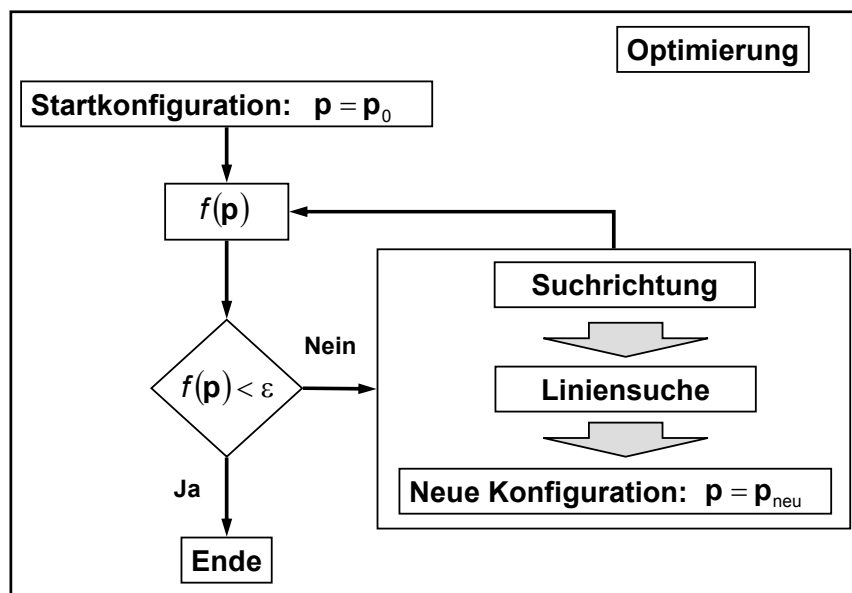


Bild 2.5: Schematischer Optimierungsverlauf

Bei der Unterscheidung der verschiedenen Optimierungsverfahren wird in der Literatur hauptsächlich nach der Art der Ermittlung der Suchrichtung s unterschieden. Für die Abschätzung der optimalen Schrittweite $_{\text{opt}}\alpha$ gibt es in [5] einige Vorschläge, welche sich um die Definition eines geeigneten $_{\text{opt}}\alpha$ für (2.26) bemühen.

$$\mathbf{p}_{i+1}(\text{Opt } \alpha) = \mathbf{p}_i + \text{Opt } \alpha \cdot \mathbf{s}_i \quad (2.26)$$

Da es sich bei der Ermittlung der Schrittweite jedoch, wie später zu sehen sein wird, um ein untergeordnetes Problem handelt, findet im Folgenden eine Konzentration auf die Ermittlung der Suchrichtung statt. Dabei werden die einzelnen Verfahren je nach Ableitungsgrad der untersuchten Funktion unterschieden.

Theorie

Bevor eine Klassifizierung bestehender Optimierungsverfahren vorgenommen werden kann, muss noch geklärt werden, wann ein Lösungsvektor \mathbf{p} aus (2.25) ein tatsächliches Minimum darstellt. Dazu gibt es drei Kriterien.

Wenn der Lösungsvektor \mathbf{p} folgende Gleichung erfüllt,

$$\nabla f(\mathbf{p}) = 0 \quad (2.27)$$

handelt es sich bei \mathbf{p} um ein lokales Minimum von $f(\mathbf{p})$. Man spricht dabei von der notwendigen Bedingung 1. Ordnung und bezeichnet alle Punkte \mathbf{p} als stationäre Punkte [2, 5].

Bei der notwendigen Bedingung 2. Ordnung gilt folgendes:

$$\mathbf{s}^T \cdot \nabla^2 f(\mathbf{p}) \cdot \mathbf{s} \geq 0 \quad \forall \mathbf{s} \in \mathfrak{R}^h \quad (2.28)$$

Aufbauend auf der notwendigen Bedingung 1. Ordnung ergibt sich aus dieser zweiten Bedingung, dass an einem Lösungsvektor \mathbf{p} die Hesse-Matrix der Zielfunktion positiv semidefinit ist. Für einen Nachweis, dass es sich bei \mathbf{p} um ein striktes lokales Minimum handelt, reichen aber diese beiden notwendigen Bedingungen noch nicht aus [2].

Zum Nachweis der Existenz eines strikten lokalen Minimums in \mathbf{p} muss abschließend noch die hinreichende Bedingung 2. Ordnung erfüllt werden.

$$\mathbf{s}^T \cdot \nabla^2 f(\mathbf{p}) \cdot \mathbf{s} > 0 \quad \forall \mathbf{s} \neq 0 \quad (2.29)$$

Optimierungsverfahren

Verfahren 0. Ordnung

Bei den Verfahren 0. Ordnung werden zur Ermittlung eines Minimums der Zielfunktion nur die Funktionswerte der Zielfunktion herangezogen. Das bedeutet, dass nach heuristischen Methoden immer neue Parameter ausgewählt werden, für die Funktionswerte berechnet werden. Ein sehr bekanntes Beispiel für diese Optimierungsverfahren ist das Simplex-Verfahren nach Nelder und Mead [2, 5]. Ein weiteres Verfahren 0. Ordnung ist die so genannte achsenparallele Liniensuche [35]. Bei diesem Verfahren, das auch als Koordinaten-Verfahren oder Gauss-Seidel-Verfahren bezeichnet wird, erfolgt die Suche nach einem Minimum für die Zielfunktion durch iterativ abwechselnde Modifikation der Optimierungsparameter, welche sozusagen die Koordinatenrichtungen darstellen. Damit wird die Berechnung eines Gradienten für

die Zielfunktion vermieden. Es ist allerdings anschaulich klar, dass diese Methode zu einer Vielzahl von Funktionsauswertungen führen kann.

Verfahren 1. Ordnung

Der größte Nachteil bei den Verfahren 0. Ordnung liegt darin begründet, dass eine Vielzahl von Funktionsauswertungen benötigt wird, um ein Minimum der Funktion zu erreichen. Da hinter den Zielfunktionen aber zum Teil komplexe Systeme stehen, deren Berechnung mehrere Minuten oder auch Stunden – wie bei Finite-Elemente-Berechnungen - dauern, ist die Anzahl der benötigten Funktionsauswertungen möglichst gering zu halten.

Bei den Verfahren 1. Ordnung werden deshalb neben den reinen Funktionswerten ebenfalls die Werte der 1. Ableitungen der Zielfunktion nach ihren einzelnen Parametern zur Suche eines Minimums verwendet.

$$\nabla f(\mathbf{p}) = \frac{\partial f(\mathbf{p})}{\partial \mathbf{p}} \quad (2.30)$$

Durch die Ermittlung der Gradienten wird die Information der Steigung der Zielfunktionsfläche mit in den Optimierungsalgorithmus integriert. Während z.B. bei der Simplex-Methode der Verfahren 0. Ordnung die Ordnung der Zielfunktion, also die so genannte Modellordnung, noch beliebig ist, ist sie für die Verfahren 1. Ordnung ein wichtiges Kriterium zur Verwendung des passenden Optimierungsverfahrens.

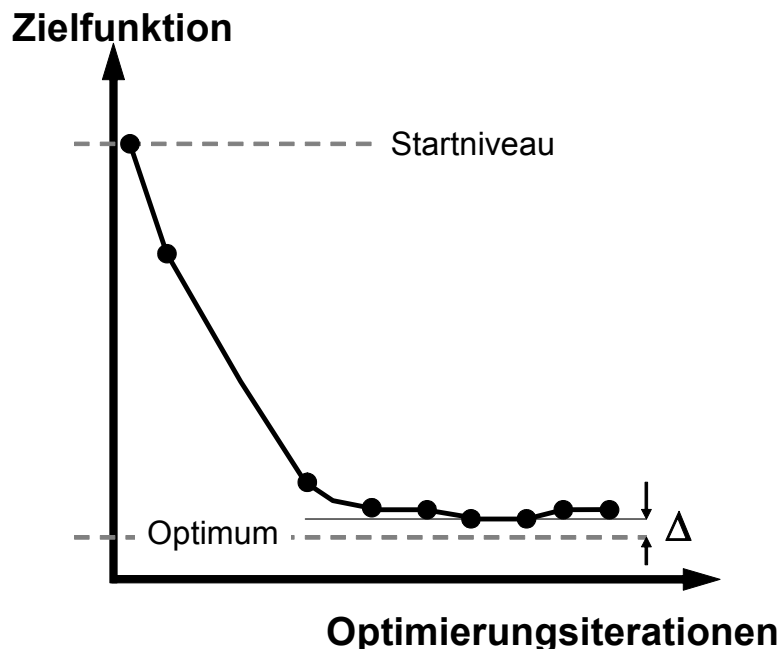


Bild 2.6: Beispielhaftes Konvergenzverhalten einer Zielfunktion bei einem Gradientenverfahren

Ein Beispiel für ein Optimierungsverfahren 1. Ordnung bei einem Modell 1. Ordnung ist das so genannte Gradientenverfahren [2, 5, 35]. Beim Gradientenverfahren oder auch Methode

des steilsten Abstiegs wird die Suchrichtung des Optimierungsverfahrens in Richtung des größten negativen Gradienten gewählt.

$$\mathbf{s} = -\nabla f(\mathbf{p}) \quad (2.31)$$

Vorteil dieses Optimierungsverfahrens ist, dass zu Beginn der Optimierung sehr schnell eine starke Minimierung der Zielfunktion gelingt, da die zusätzliche Information der Steigung der Zielfunktionsfläche mit verwendet wird. Durch die Tatsache, dass die iterativ folgenden Suchrichtungen zueinander orthogonal sind [5] wird am Ende jedoch keine gute Konvergenz des Optimierungsergebnisses erreicht, was in Bild 2.6 skizziert ist.

Liegt ein Modell 2. Ordnung vor, d.h. es existieren die 2. Ableitungen der Zielfunktion nach den Optimierungsparametern, also die Hesse-Matrix, dann kann zur Lösung des Optimierungsproblems ein modifiziertes Gradientenverfahren herangezogen werden. Dabei handelt es sich um das konjugierte Gradientenverfahren [2, 5]. Dieses Verfahren stellt weiterhin ein Optimierungsverfahren 1. Ordnung dar, da die Suchrichtung \mathbf{s} nur aus der 1. Ableitung der Zielfunktion konstruiert wird.

$$\begin{aligned} \mathbf{s}_0 &= -\nabla f(\mathbf{p})_0 \\ \mathbf{s}_i &= -\nabla f(\mathbf{p})_i + \frac{\nabla f(\mathbf{p})_i^\top \cdot \nabla f(\mathbf{p})_i}{\nabla f(\mathbf{p})_{i-1}^\top \cdot \nabla f(\mathbf{p})_{i-1}} \cdot \mathbf{s}_{i-1} \quad \forall i > 0 \end{aligned} \quad (2.32)$$

Vorteil dieses Verfahrens ist die bessere Konvergenz des Verfahrens gegenüber dem einfachen Gradientenverfahren. Zudem ist der Rechenaufwand im Vergleich zum einfachen Gradientenverfahren noch nicht so stark gestiegen, da nur die 1. Ableitungen der Zielfunktion ermittelt werden müssen.

Verfahren 2. Ordnung

Während beim konjugierten Gradientenverfahren bereits ein Modell 2. Ordnung vorliegen soll, ist es bei den Verfahren 2. Ordnung zwingend erforderlich, dass zusätzlich die 2. Ableitungen der Zielfunktion bezüglich der Optimierungsparameter existieren. Durch die Integration der Hesse-Matrix in das Optimierungsverfahren wird, geometrisch interpretiert, neben der Steigung der Zielfunktion bezüglich des Optimierungsparameters ebenfalls die Krümmung der Zielfunktion bezüglich des Optimierungsparameters zum Finden eines Minimums herangezogen. Damit erreicht man sehr gute Konvergenzeigenschaften.

Beispielhaft sei an dieser Stelle das so genannte Newton-Verfahren erwähnt. Dabei wird die Suchrichtung \mathbf{s} nach folgender Definition ermittelt:

$$\mathbf{s}_i = -\nabla^2 f(\mathbf{p})_i^{-1} \cdot \nabla f(\mathbf{p})_i \quad \forall i \geq 0 \quad (2.33)$$

Nach Formel (2.33) geht in die Definition der Suchrichtung sowohl die 1. Ableitung, als auch die 2. Ableitung der Zielfunktion nach den einzelnen Optimierungsparametern ein. Bei der anschließenden Liniensuche bietet sich nach [5] der Startparameter

$$\alpha_{\text{opt}} = 1 \quad (2.34)$$

an. Dem Vorteil der sehr guten und schnellen Konvergenz dieses Verfahrens stehen zwei Nachteile gegenüber. Zum einen wird durch die Berechnung der Hesse-Matrix mit ihren n^2 Elementen bei jeder Iteration ein sehr hoher Rechenaufwand generiert, zum anderen ist in jeder Iteration zu überprüfen, ob diese neue Hesse-Matrix noch positiv definit ist. Diese Voraussetzung muss bezüglich Formel (2.33) gegeben sein, da sonst die Inverse der Hesse-Matrix nicht gebildet werden kann.

Zur Lösung dieser beiden Probleme gibt es eine Vielzahl von Ansätzen. Eine mögliche Lösung stellt das Quasi-Newton-Verfahren bzw. Variable-Metrik-Verfahren dar [5, 35]. Bei dieser Abwandlung des reinen Newton-Verfahrens wird an Stelle der echten inversen Hesse-Matrix eine beliebige, aber positiv definite Matrix gewählt.

$$\mathbf{H}_i = \nabla^2 f(\mathbf{p})_i^{-1} \quad (2.35)$$

Durch den Einsatz einer beliebigen Ersatzmatrix wird natürlich die Güte des ermittelten Ergebnisses qualitativ schlechter werden. Deshalb werden verschiedene Verfahren angewendet um die Ersatzmatrix immer dann zu modifizieren, wenn sie bestimmte Bedingungen nicht mehr erfüllt. Eine ausführliche Darstellung dieser verschiedenen Verfahren würde an dieser Stelle zu weit führen, weshalb hier auf die Literatur verwiesen wird [2, 5, 10, 35].

Es seien zwei Verfahren genannt, die zur Modifikation der Ersatzmatrix dienen. Zum ersten ist dies die Davidon-Fletcher-Powell-Modifikation (DFP) [5]. Dabei wird die Ersatzmatrix der nächsten Iteration aus der Ersatzmatrix der laufenden Iteration nach folgendem Schema bestimmt:

$$\mathbf{H}_{i+1}^{\text{DFP}} = \mathbf{H}_i + \frac{\delta \mathbf{p} \cdot \delta \mathbf{p}^T}{\delta \mathbf{p}^T \cdot \Delta f(\mathbf{p})} - \frac{\mathbf{H}_i \cdot \Delta f(\mathbf{p}) \cdot \Delta f(\mathbf{p})^T \cdot \mathbf{H}_i}{\Delta f(\mathbf{p})^T \cdot \mathbf{H}_i \cdot \Delta f(\mathbf{p})} \quad (2.36)$$

Wobei folgende Abkürzungen gelten:

$$\begin{aligned} \delta \mathbf{p} &= \mathbf{p}_{i+1} - \mathbf{p}_i \\ \Delta f(\mathbf{p}) &= \nabla f(\mathbf{p})_{i+1} - \nabla f(\mathbf{p})_i \end{aligned} \quad (2.37)$$

Zum zweiten sei hier noch die sehr bekannte Broyden-Fletcher-Goldfarb-Shanno-Modifikation (BFGS) genannt. Dieses Verfahren ist dem DFP-Verfahren sehr ähnlich, geht aber nicht von einer positiv definiten Ersatzmatrix der inversen Hesse-Matrix aus, sondern definiert als Ersatzmatrix bereits eine positiv definite Ersatzmatrix für die Hesse-Matrix.

$$\mathbf{G}_i = \nabla^2 f(\mathbf{p})_i \quad (2.38)$$

Dies führt dann in Analogie zu (2.36) auf folgende Update-Formel:

$$\text{BFGS } \mathbf{G}_{i+1} = \mathbf{G}_i + \frac{\Delta f(\mathbf{p}) \cdot \Delta f(\mathbf{p})^\top}{\Delta f(\mathbf{p})^\top \cdot \delta \mathbf{p}} - \frac{\mathbf{G}_i \cdot \delta \mathbf{p} \cdot \delta \mathbf{p}^\top \cdot \mathbf{G}_i}{\delta \mathbf{p}^\top \cdot \mathbf{G}_i \cdot \delta \mathbf{p}} \quad (2.39)$$

2.3.2 Optimierungsverfahren mit Nebenbedingungen

Viele Optimierungsprobleme in der technischen Anwendung unterscheiden sich von den Optimierungsproblemen aus Abschnitt 2.3.1 dahingehend, dass neben der Lösung des Problems zusätzliche Bedingungen eingehalten werden müssen. Im Sprachgebrauch der Optimierung sind diese Bedingungen Nebenbedingungen des einfachen Optimierungsproblems aus (2.25). Bei den Nebenbedingungen lassen sich zwei verschiedene Arten unterscheiden. Zum einen gibt es die Gleichheitsnebenbedingungen, die z.B. im 2-dimensionalen Raum eine Punkt- und Linienlösungsmenge definieren.

$$c_{\text{eq}}(\mathbf{p}) = 0 \quad (2.40)$$

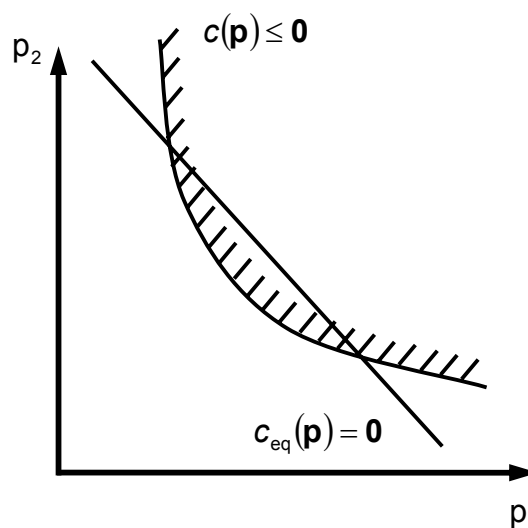


Bild 2.7: Gleichheits- und Ungleichheitsbedingungen am Beispiel eines zweiparametrischen (p_1, p_2) Optimierungsproblems

Zum anderen gibt es die so genannten Ungleichheitsnebenbedingungen, die sich im 2-dimensionalen Raum, wie in Bild 2.7 gezeigt, als Bereichslösungsmenge darstellen lassen.

$$c(\mathbf{p}) \leq 0 \quad (2.41)$$

Theorie

Zur Lösung eines Optimierungsproblems mit Nebenbedingungen ist es deshalb anschaulich klar, dass neben der Information aus der Zielfunktion ebenfalls die Information der aktiven oder verletzten Nebenbedingungen mit in das Optimierungsverfahren eingehen.

$$L(\mathbf{p}, \mathbf{v}, \boldsymbol{\mu}) = f(\mathbf{p}) - \sum_{i=1}^k v_i \cdot \mathbf{c}_{\text{eq},i}(\mathbf{p}) - \sum_{j=1}^l \mu_j \cdot \mathbf{c}_j(\mathbf{p}) \quad (2.42)$$

Dabei werden die Nebenbedingungen zusammen mit der eigentlichen Zielfunktion in einer Lagrange-Funktion zusammengefasst und mit so genannten Lagrange-Multiplikatoren gewichtet. Daraus ergeben sich die notwendigen Bedingungen 1. Ordnung für die Existenz eines lokalen Minimums, die so genannten Kuhn-Tucker-Bedingungen [5].

$$\left. \begin{array}{l} \frac{\partial L}{\partial \mathbf{p}} = \mathbf{0} \\ \frac{\partial L}{\partial \mathbf{v}} = \mathbf{0} \\ \frac{\partial L}{\partial \boldsymbol{\mu}} = \mathbf{0} \end{array} \right\} \text{ mit } \left\{ \begin{array}{l} \mu \leq 0 \\ \mu_j \cdot \mathbf{c}_j = 0 \\ j = 1, 2, \dots, m \end{array} \right. \quad (2.43)$$

Es ist anschaulich klar, dass es für die notwendige Bedingung 2. Ordnung der Existenz eines Minimums erforderlich ist, die Hesse-Matrix der Lagrange-Funktion zu bestimmen, da analog zu der Bedingung 1. Ordnung allein die Information aus der Zielfunktion nicht ausreicht.

Die Hesse-Matrix der Lagrange-Funktion

$$\mathbf{W} = \nabla^2 L(\mathbf{p}, \mathbf{v}, \boldsymbol{\mu}) = \nabla^2 f(\mathbf{p}) - \sum_{i=1}^k v_i \cdot \nabla^2 \mathbf{c}_{\text{eq},i}(\mathbf{p}) - \sum_{j=1}^l \mu_j \cdot \nabla^2 \mathbf{c}_j(\mathbf{p}) \quad (2.44)$$

führt dann auf die notwendige Bedingung 2. Ordnung.

$$\delta \mathbf{p}^T \cdot \mathbf{W} \cdot \delta \mathbf{p} \geq 0 \quad (2.45)$$

Wie bei den Optimierungsverfahren ohne Nebenbedingungen muss zum Nachweis eines strikten lokalen Minimums an der Stelle \mathbf{p} auch die hinreichende Bedingung 2. Ordnung erfüllt sein.

$$\delta \mathbf{p}^T \cdot \mathbf{W} \cdot \delta \mathbf{p} > 0 \quad (2.46)$$

Verfahren

Zur Lösung der vorgestellten Optimierungsproblematik werden verschiedene Verfahren vorgeschlagen, welche auf den Optimierungsverfahren ohne Nebenbedingungen aufbauen. Das am weitesten verbreitete und beste Verfahren ist dabei das so genannte Lagrange-Newton-Verfahren [2, 5].

Dabei handelt es sich in Analogie zum Newton-Verfahren für Optimierungsprobleme ohne Nebenbedingungen ebenfalls um ein Optimierungsverfahren 2. Ordnung. Aus diesem Grund wird auch hier die Hesse-Matrix benötigt. Im Unterschied zum reinen Newton-Verfahren wird dabei allerdings die Hesse-Matrix der Lagrange-Funktion (2.42) bestimmt.

$$\mathbf{P}(\mathbf{p}, \mathbf{v}) = \nabla^2 f(\mathbf{p}) - \sum_{i=1}^k v_i \cdot \nabla^2 c_{\text{eq},i}(\mathbf{p}) \quad (2.47)$$

Mit Hilfe der Hesse-Matrix lässt sich ein allgemeines quadratisches Ersatzproblem definieren, mit dem die optimale Suchrichtung \mathbf{s} definiert werden kann.

$$\min \left(\nabla f^T \cdot \mathbf{s} + \frac{1}{2} \cdot \mathbf{s}^T \cdot \mathbf{P} \cdot \mathbf{s} \right) \quad \text{mit}$$

$$\nabla c_{\text{eq},i}^2(\mathbf{p}) \cdot \mathbf{s} + c_{\text{eq},i}(\mathbf{p}) = 0 \quad , i = 1, 2, \dots, k \quad (2.48)$$

$$\nabla c_j^2(\mathbf{p}) \cdot \mathbf{s} + c_j(\mathbf{p}) = 0 \quad , j = 1, 2, \dots, l$$

Wichtig ist dabei zu beachten, dass die Nebenbedingungen zusätzlich überprüft werden.

Zur Vervollständigung des Optimierungsalgorithmus nach Bild 2.5 schließt sich an die Suche nach der optimalen Richtung eine Liniensuche ${}_{\text{opt}}\alpha$ an, die nach [5] analog mit einem Startwert

$${}_{\text{opt}}\alpha = 1 \quad (2.49)$$

begonnen werden kann.

Wie beim Newton-Verfahren besteht beim Lagrange-Newton-Verfahren die Problematik der aufwändigen Berechnung der Hesse-Matrix in jedem Iterationsschritt und der Bedingung der positiven Definitheit. Analog zum Quasi-Newton-Verfahren wird auch beim Lagrange-Newton-Verfahren eine positive Ersatzmatrix für die Hesse-Matrix vorgeschlagen, die nach dem bekannten Broyden-Fletcher-Goldfarb-Shanno-Verfahren (BFGS) nach (2.39) bei Bedarf modifiziert wird.

Bei beliebig nichtlinearen Optimierungsproblemen bietet es sich an, das Gesamtoptimierungsproblem in einem Startpunkt auf ein quadratisches Teilproblem nach (2.48) zu reduzieren und zu lösen. Entspricht das gefundene Minimum nicht der endgültigen Lösung, erstellt man an diesem Punkt ein neues quadratisches Teilproblem und löst es. Dieses Verfahren wird so lange fortgeführt, bis ein akzeptables Minimum erreicht wird. Dieses Optimierungsverfahren nennt man Sequential Quadratic Programming (SQP) [2].

3 Funktionsmodell

Nach der ausführlichen Darstellung der notwendigen mathematischen und physikalischen Grundlagen folgt im nachstehenden Kapitel eine eingehende Erläuterung der Motivation und Notwendigkeit der Erstellung eines Funktionsmodells der Karosserie für Berechnungen in der Konzeptphase der Produktentwicklung eines Fahrzeugs.

Durch die dargelegten Argumente begründet, schließt sich daran die Vorstellung der Idee eines Funktionsmodells für die Karosserie in der Konzeptphase an. Bevor ein Funktionsmodell tatsächlich allgemein definiert werden kann, erfolgt eine Analyse bestehender Karosseriederivate und ihrer Eigenformcharakteristiken. Zum Abschluss des Kapitels werden die Parameter des Funktionsmodells definiert.

3.1 Motivation

Die Entwicklung neuer Fahrzeuge war in der Vergangenheit gekennzeichnet durch eine sehr starke Orientierung an der Geometrie des Fahrzeugs. Dabei standen die geometrischen Fahrzeugdaten und die geometrische Machbarkeit von neuen Fahrzeugkonzepten im Vordergrund. Diese Art der Entwicklung neuer Fahrzeuge wird als geometrisch orientierte Entwicklung bezeichnet.

Ein Nachteil der geometrisch orientierten Entwicklung ist die fehlende funktionale Absicherung der neuen Fahrzeuge in der frühen Phase der Entwicklung. Stattdessen werden neue Fahrzeugkonzepte nach der geometrischen Planung direkt als Prototypen aufgebaut. Danach schließt sich eine funktionale Erprobung an, an deren Ende Änderungsforderungen an das geometrische Modell gestellt werden. Dieses Entwicklungsvorgehen ist sehr Zeit intensiv, da hierbei erst spät im Produktentstehungsprozess ein hoher Reifegrad des Produkts erzielt werden kann. Neben dem hohen Zeitaufwand entstehen durch jede einzelne Entwicklungsiteration erhöhte Entwicklungskosten. Um den Entwicklungsaufwand für die ständig wachsende Anzahl von Varianten und erhöhten Entwicklungsinhalte begrenzt zu halten, ist es notwendig, zum einen die große Anzahl von Entwicklungsiterationen zu reduzieren und zum anderen die Kosten für jede einzelne Entwicklungsiteration zu senken. Dies scheint durch die geometrisch orientierte Entwicklung nicht möglich, da die funktionale Absicherung einer neuen Entwicklung immer erst an den realen Prototypen stattfinden kann. Aus diesem Grund wird eine neue Entwicklungsstrategie definiert, deren Ziel es ist, die Anzahl der Iterationen und deren Kosten in der Entwicklung eines neuen Fahrzeugs zu reduzieren. Um dieses Ziel zu erreichen, ist es notwendig, im Entwicklungsprozess schnell einen hohen Reifegrad des Produkts zu realisieren. Zu diesem Zweck müssen die funktionalen Zusammenhänge der einzelnen Komponenten des Fahrzeugs erkannt, in der Entwicklung bereits berücksichtigt und aufeinander abgestimmt werden. Ergebnis dieser Vorgehensweise ist eine funktional orientierte Entwicklung eines neuen Fahrzeugs.

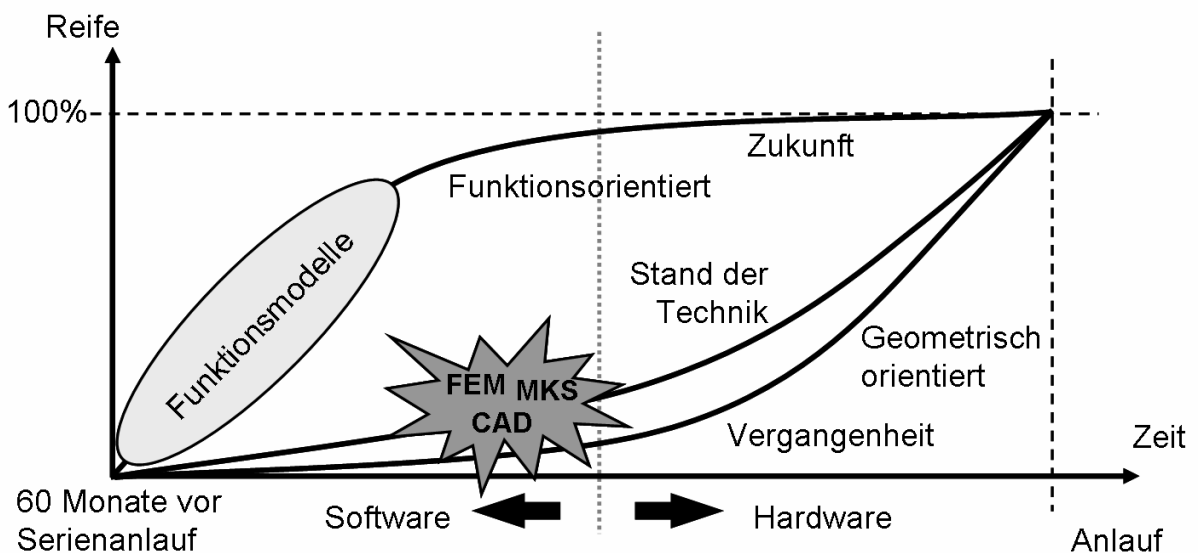


Bild 3.1: Gegenüberstellung der geometrisch und funktional orientierten Entwicklung eines neuen Fahrzeugs im Fokus des Produktreifegrads und der Entwicklungsdauer

In Bild 3.1 ist der unterschiedliche Verlauf der geometrisch und der funktional orientierten Entwicklung eines Fahrzeugs dargestellt. Deutlich ist dabei der hohe Reifegrad des Produkts

in einer sehr frühen Entwicklungsphase bei der funktional orientierten Entwicklung zu erkennen.

Voraussetzung für eine funktional orientierte Entwicklung eines Fahrzeugs ist die Kenntnis der funktionalen Zusammenhänge der einzelnen Baugruppen und Komponenten eines so komplexen Produkts, wie es ein Fahrzeug darstellt. Aus dieser Forderung leitet sich die Notwendigkeit ab, funktionale Modelle einzelner Baugruppen oder Komponenten aufzubauen. Diese Modelle müssen unabhängig von ihrer exakten geometrischen Gestaltung ihre Funktionen und Zusammenhänge abbilden können.

Neben der hohen Anzahl an Entwicklungsiterationen ist es wichtig, die Dauer eines Entwicklungsprozesses so gering wie möglich zu halten. Die Dauer ist dabei abhängig von der Komplexität des Entwicklungsprodukts. Die mit jedem neuen Modell zunehmende Komplexität des Produkts resultiert aus der Vielzahl der benötigten Bauteile für ein Produkt und der Anforderungen an das Produkt. Besonders die ständige Steigerung der Anforderungen an das Produkt Fahrzeug gerät dabei immer mehr in den Fokus der Betrachtung, was in einem kurzen Beispiel erläutert werden kann.

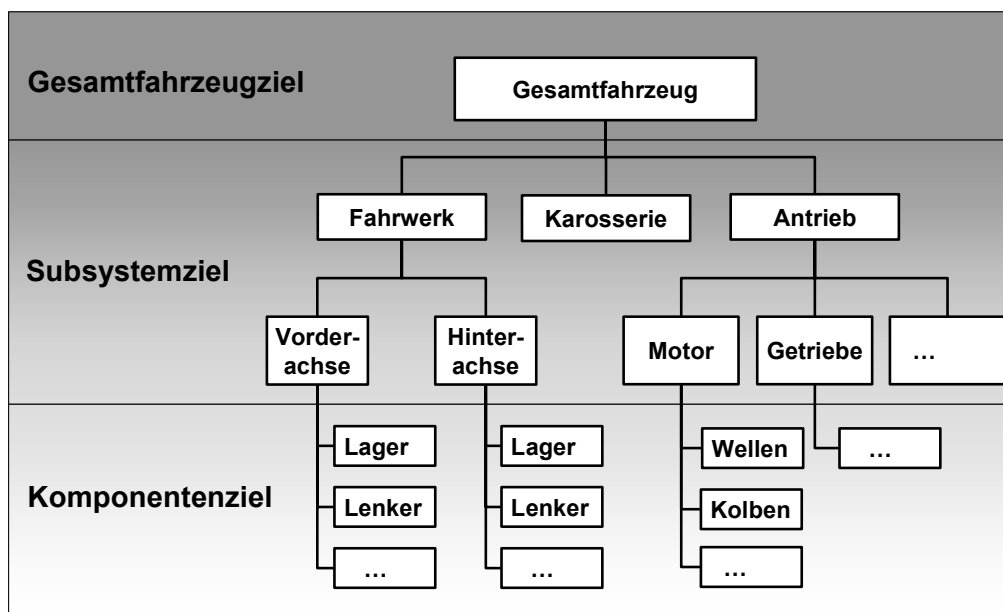


Bild 3.2: Vom Gesamtfahrzeugziel zum Komponentenziel

Zu Beginn der Produktentwicklung eines neuen Fahrzeugs steht die Definition von Zielwerten, welche das neu zu entwickelnde Fahrzeug erreichen soll. Diese Zielwerte basieren einerseits auf den Ergebnissen von Marketinganalysen, die untersuchen welche Erwartungen ein potenzieller Käufer an ein neues Fahrzeug richtet. Andererseits resultieren diese Zielwerte aus eigenen Unternehmensstrategien und Benchmarkanalysen unter den Wettbewerbern. Zweck dieser Zielwerte ist es, den Erfolg eines neuen Fahrzeugs auf dem Markt zu garantieren und damit den Unternehmenserfolg zu sichern. Diese ermittelten Ziele sind dabei Gesamtfahrzeugziele, wie z.B. „niedrigster Verbrauch in seiner Klasse“ oder „sportlichstes Anfahren in seiner Klasse“ usw. Eine Aufgabe der Entwicklung ist es, wie in Bild 3.2 dargestellt, in einer frühen Phase diese etwas prosaischen Gesamtfahrzeugziele in exakt definierte Zielwerte für

die einzelnen Baugruppen und Komponenten des neuen Fahrzeugs umzuwandeln. Dabei entsteht eine Vielzahl von Zielwerten für die einzelnen Baugruppen und Komponenten. So ergeben sich aus der Forderung eines niedrigen Kraftstoffverbrauchs unter anderem Ziele für den Verbrennungsprozess des Motors, der Leistung des Motors oder dem Gesamtgewicht des Fahrzeugs, um nur einige Beispiele zu nennen.

Die Komplexität des Produkts Fahrzeug ergibt sich nun einerseits aus der Vielzahl der einzelnen Zielwerte, andererseits entsteht sie auch dadurch, dass sich die einzelnen Ziele an das Gesamtfahrzeug zum Teil widersprechen, was im fertigen Fahrzeug zwangsläufig zu Kompromissen führen muss. Durch die ständig steigenden Anforderungen an neue Fahrzeuge steigt die Anzahl der Gesamtfahrzeugziele und damit der Zielwerte für die einzelnen Komponenten, sowie die Zahl der notwendigen Kompromisse stetig an. Um diese Steigerung im Entwicklungsbedarf nicht mit einer Erhöhung der Entwicklungsdauer zu kompensieren, müssen neue Methoden in der Entwicklung gefunden werden, diese gegensätzlichen Anforderungen zu erfüllen. Eine Möglichkeit diesen Anforderungen in der Entwicklung gerecht zu werden, ist der intensive Einsatz von Simulations- und Berechnungsmodellen.

Bei der rechnerischen Auslegung des Schwingungskomforts neuer Fahrzeuge in der Konzeptphase werden Mehrkörpersimulationsmethoden angewendet. Dabei werden Modelle aus starren Körpern aufgebaut, an Hand derer Auslegungsberechnungen durchgeführt werden können. Für die Auslegung und Absicherung z.B. des Schwingungskomfortthemas „Motorstuckern“ ist in Bild 3.3 ein beispielhafter Amplitudenverlauf der bewertungsrelevanten Übertragungsfunktion von den beiden Vorderrädern zu der Fahrersitzschiene dargestellt. Dabei ist neben der vertikalen Beschleunigungsamplitude an der Fahrersitzschiene bei einem Mehrkörpermodell mit starrer Karosserie ein möglicher Zielwert für den Schwingungskomfort bezüglich des Motorstuckerns gegeben. Auf Grund großer Erfahrung im Aufbau solcher starren Mehrkörpersysteme ist es möglich, bereits in der Konzeptphase fundierte Aussagen zu Schwingungsphänomenen zu treffen, obwohl eine Vielzahl von Parametern des neuen Fahrzeugs noch nicht oder nur teilweise bekannt ist.

Neben den Mehrkörpersystemmodellen stehen während der Entwicklung neuer Fahrzeuge auch Finite-Elemente-Modelle zur Verfügung. Diese besitzen derzeit ca. 1.000.000 Freiheitsgrade und mehr. Im Gegensatz zu den 200-300 Freiheitsgraden von starren Mehrkörpermodellen ist anschaulich klar, dass ein Aufbau derartiger Simulationsmodelle wesentlich komplexer und langwieriger ist. Nachdem Mehrkörpermodelle aber nicht nur in der Berechnung während der Konzeptphase verwendet werden, sondern ebenso zeitlich parallel mit den Finite-Elemente-Modellen während der Umsetzungsphase der definierten Konzepte, wird versucht Mehrkörpermodelle und Finite-Elemente-Modelle zu kombinieren, um in die starren Mehrkörpermodelle die real vorhandenen flexiblen Charakteristika der Bauteile zu integrieren, sowie die Modellgüte und damit auch die Aussagefähigkeit von Mehrkörpermodellen zu steigern. Seit ungefähr fünf Jahren ist es möglich, diese Kombination durch so genannte hybride Mehrkörpersysteme in den üblichen Mehrkörperanwendungen zu realisieren [40, 41].

Durch die Einbindung einer Finite-Elemente-Karosserie in bestehende Starrkörpermodelle kann gezeigt werden, dass die Flexibilität der Karosserie Einfluss auf Schwingungskomfort-

bewertungen hat, welcher allein mit starren Körpern nicht abgebildet werden kann. Zur Verdeutlichung ist in Bild 3.3 zusätzlich der Amplitudenverlauf der vertikalen Beschleunigung an der Fahrersitzschiene bei einem hybriden Mehrkörpermodell gegeben.

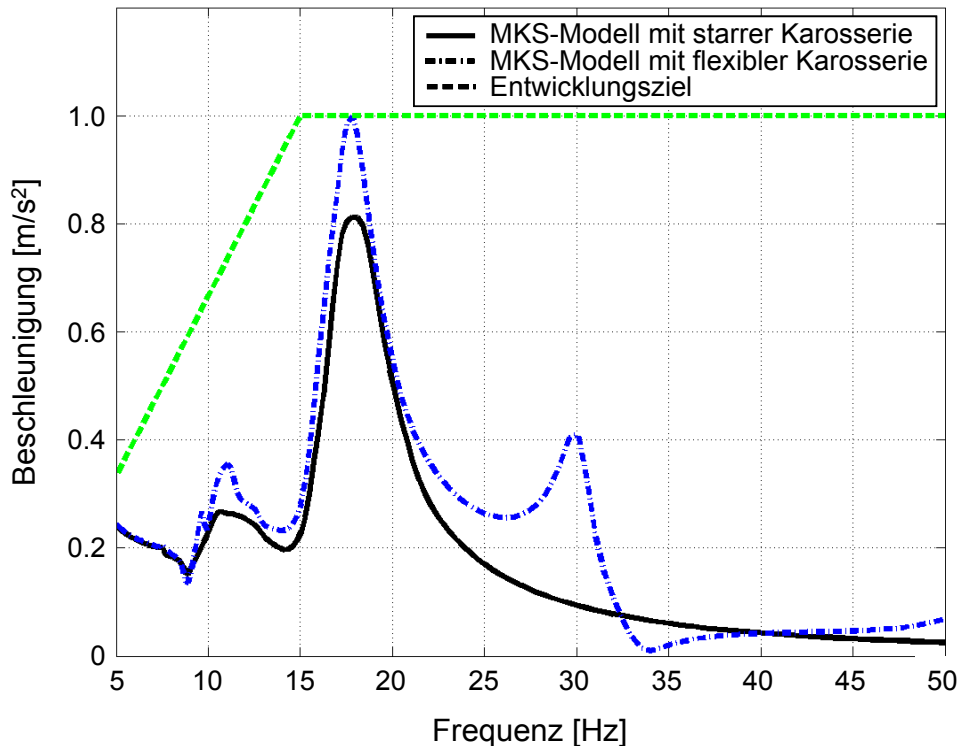


Bild 3.3: Amplitudenverlauf der vertikalen Beschleunigung am vorderen Verschraubungspunkt der äußeren Fahrersitzschiene eines starren Mehrkörpermodells (durchgezogene Linie) und eines hybriden Mehrkörpermodells (strichpunktete Linie) bei gleichphasiger vertikaler Anregung an den Vorderrädern in Bezug auf das Entwicklungsziel (gestrichelte Linie)

Auf der Tatsache beruhend, dass die Berücksichtigung flexibler Eigenschaften der Karosserie für die Bewertung verschiedener Schwingungsphänomene von Bedeutung ist (Bild 1.1), ergibt sich die Anforderung, diesen Einfluss wenn möglich bereits in der Konzeptberechnung zu berücksichtigen und damit den Reifegrad des Fahrzeugs bereits in einer frühen Phase der Entwicklung zu erhöhen.

Vor der Erfüllung dieser Forderung steht das Problem, dass Finite-Elemente-Modelle entweder aus Vorgängermodellen oder aus CAD-Modellen abgeleitet werden. Dies benötigt in beiden Fällen auf Grund der hohen Komplexität der Finite-Elemente-Modelle bzw. der zeitaufwändigen Modellierung von Bauteilen in CAD-Software relativ viel Zeit. Daraus folgt, dass eine Einbindung einer Finite-Elemente-Karosserie in ein Mehrkörpermodell für Berechnungen in der Konzeptphase nicht möglich ist. Aus dem Konflikt der Notwendigkeit einer Berücksichtigung der flexiblen Karosserie und dem Fehlen eines Finite-Elemente-Modells zu diesem frühen Zeitpunkt in der Entwicklung ergibt sich die Anforderung, ein Ersatzmodell für

die Karosserie zu entwickeln, welches die Charakteristika der Karosserie, also ihre Funktionen, für die Auslegung und Absicherung neuer Konzepte ausreichend sicherstellt.

Aus der allgemeinen Anforderung der Einführung des funktional orientierten Entwicklungsprozesses neben der geometrisch orientierten Entwicklung und der speziellen Anforderung der Integration der flexiblen Eigenschaften der Karosserie in bestehende Mehrkörpermodelle resultiert die Motivation zur Entwicklung eines Funktionsmodells für die Karosserie zur Auslegung und Absicherung des Schwingungskomforts in der Konzeptphase.

3.2 Idee eines Funktionsmodells

Für die Lösung der Aufgabe ein Funktionsmodell der Karosserie bezüglich Schwingungskomfortberechnungen im Konzeptprozess zu definieren, sind mehrere Lösungswege denkbar.

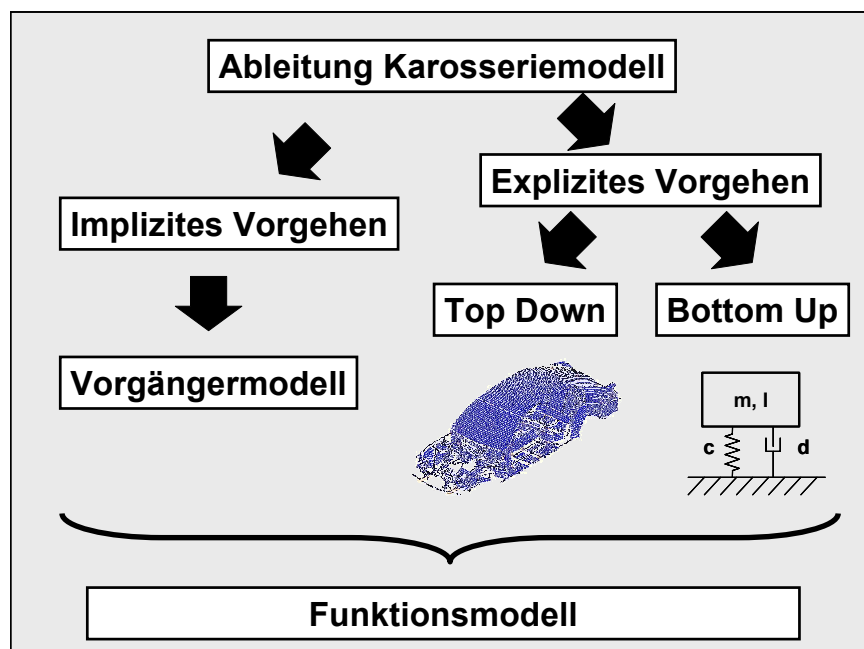


Bild 3.4: Verschiedene Wege zum Funktionsmodell der Karosserie für Schwingungskomfortberechnungen in der Konzeptphase der Entwicklung

Eine Möglichkeit ist, bestehende und abgesicherte Karosseriemodelle von derivatgleichen Fahrzeugen für die Ableitung einer neuen Karosserie zu verwenden. Dazu müssen diese Karosseriemodelle modifiziert werden, damit sie ein neues Karosseriekonzept darstellen können. Diese Modifikationen können von Änderungen in den geometrischen Ausmaßen, über die Masse der Karosserie bis hin zu geänderten Steifigkeitsverhältnissen innerhalb der Karosserie reichen. Um eine allgemeingültige Ableitung neuer Fahrzeugkarosserien zu gewährleisten, muss in diesem Fall eine weit reichende Methodik für die notwendigen Modifikationen an der existierenden Karosserie entwickelt werden. Daraus wird ersichtlich, dass eine derartige Vorgehensweise für die Umsetzung eines Funktionsmodells sehr umfangreich und in Bezug auf

die Güte des Ergebnisses sehr unsicher ist. Über die Unsicherheit des Ergebnisses eines solchen Vorgehens hinaus, stellt sich als Problem die geringe Datenkenntnis zu Beginn der Konzeptphase dar, um diesen Lösungsweg wenigstens theoretisch sinnvoll erscheinen zu lassen.

Als Alternative für die Definition eines Funktionsmodells im beschriebenen Einsatzbereich scheint ein so genannter „Top down“ – Ansatz möglich. Dabei ist es denkbar, ausgehend von einem Finite-Elemente-Modell der Karosserie ein Funktionsmodell zu definieren, in dem das komplexe Finite-Elemente-Modell immer weiter vereinfacht wird. Dies ist durch eine Vergrößerung der Struktur möglich. Eine Abwandlung dieser Idee ist im praktischen Entwicklungsalltag als Methode der so genannten Balken-Schalen-Modelle bereits umgesetzt. Dabei handelt es sich um relativ kleine Finite-Elemente-Modelle, welche aus Balken mit Standardquerschnitten und Schalen aufgebaut sind, vor dem Hintergrund die globalen Eigenformen der Karosserie abzubilden. Das Problem hierbei ist jedoch, dass es sich bei diesen kleinen Finite-Elemente-Modellen zum ersten um Modelle mit ca. 15.000 Freiheitsgraden handelt. Zum zweiten muss dieses Modell entweder erst aus einem bestehenden so genannten Feinmodell, ein Finite-Elemente-Modell mit Faktor 100 mehr Freiheitsgraden, oder aus einem CAD-Modell abgeleitet werden muss. Auch dieser Ansatz stellt somit keine Lösung dar.

Als weitere Alternative kann der umgekehrte Ansatz gewählt werden: „Bottom up“ von der starren Karosserie ausgehend. Bei diesem Ansatz ist die Hauptfrage, welche geklärt werden muss, wie viele Freiheitsgrade ein Funktionsmodell der Karosserie benötigt, um die gestellten Anforderungen erfüllen zu können. Mit der Frage nach der Anzahl der Freiheitsgrade direkt verbunden ist die Frage nach der Anzahl und Beschaffenheit der benötigten Parameter eines Funktionsmodells. Allerdings erscheint der „Bottom up“-Ansatz aus diesem Grunde interessant, da durch dieses Vorgehen ein möglichst einfaches Funktionsmodell gefunden werden kann, das jedoch die gesetzten Anforderungen bei der Auslegung und Absicherung von Konzeptmodellen erfüllen muss:

- Das Funktionsmodell soll die globalen Eigenformen der Karosserie abbilden können.
- Eine konzepthafte Betrachtung verschiedener Karosseriekonzepte soll ermöglicht werden.
- Die Parametrisierung des Funktionsmodells muss durch eine allgemeingültige Methode ermöglicht werden.
- Eine möglichst geringe Anzahl von Parametern des Funktionsmodells wird angestrebt.
- Ein schnelles und einfaches Abstimmen des Funktionsmodells soll realisiert werden.

Bevor das Karosseriefunktionsmodell jedoch abgeleitet werden kann, stellt sich die Frage nach dem physikalischen Hintergrund, den eine Ableitung eines Funktionsmodells erfüllen muss. Aus dem Einsatzgebiet des Funktionsmodells ergibt sich der Anspruch, dass das Modell die globalen Eigenformen der Karosserie im entsprechenden Frequenzbereich der Schwingungskomfortberechnungen abbilden können muss. Betrachtet man diese Forderung an das Funktionsmodell zusammen mit der Frage der Reduzierung der Freiheitsgrade eines Funktionsmodells, rückt hier die so genannte Modaltransformation bzw. der Ritz-Ansatz [36]

in den Vordergrund. Bei der Modaltransformation wird, wie in Bild 3.5 dargestellt, der Übergang von „nodalen“ auf „modale“ Koordinaten durchgeführt.

Dies bedeutet, dass die Bewegungszustände \mathbf{V} einer mechanischen Struktur nicht mehr durch die Verschiebungen z_i einzelner definierter Punkte dargestellt werden, sondern durch eine Linearkombination der Eigenmoden Φ_n der untersuchten Struktur.

$$\mathbf{V} = \sum_{n=1}^k \Phi_n \cdot q_n \quad (3.1)$$

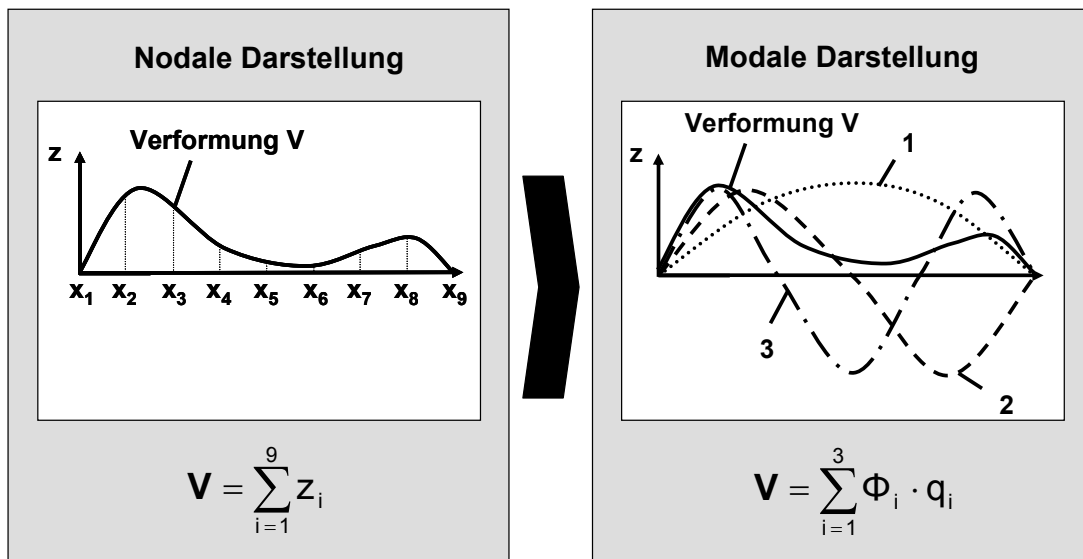


Bild 3.5: Übergang von der nodalen Darstellung einer Verformung \mathbf{V} zur modalen Darstellung, skizziert durch die Eigenformen Nr. 1, 2 und 3

Angewendet auf die Karosserie eines Fahrzeugs lassen sich damit z.B. die Freiheitsgrade eines Modells von 1.000.000 translatorischer und rotatorischer Freiheitsgrade auf 100-200 modale Freiheitsgrade reduzieren. Maßgeblich für die Anzahl der modalen Freiheitsgrade ist der betrachtete Frequenzbereich, der untersucht werden soll. Sind z.B. lokale Strukturschwächen das Ziel der Untersuchung, müssen mehr modale Freiheitsgrade ermittelt werden als bei relativ globalen Strukturuntersuchungen, da lokale strukturdynamische Erscheinungen meist nur durch die Linearkombination einer großen Anzahl von Eigenformen dargestellt werden können.

Die Idee der Reduzierung der Freiheitsgrade eines Systems durch das Ändern der Basis der Darstellung, wie bei der Modaltransformation, soll im Folgenden etwas weiterentwickelt werden. Angesichts des betrachteten Frequenzbereichs von 1 - 30 Hz bei der Schwingungskomfortauslegung ist die Darstellung der globalen Eigenformen der Karosserie ausreichend. Damit kann eine Reduzierung der Freiheitsgrade auf 4 bis 5 Freiheitsgrade - je nach Karosserie-derivat - definiert werden, wobei es sich bei den Freiheitsgraden um Biege- und Torsionseigenmoden der Karosserie handelt. Das bedeutet, dass ein Weg gefunden werden muss, diese modalen Eigenschwingformen mit einem Funktionsmodell darzustellen. Dabei bietet sich der Einsatz der Mehrkörpermethode an. Da es sich bei den globalen Eigenformen der Karosserie

um Schwingungszustände handelt, bei denen sich die erfolgten Verformungen maximal im einstelligen Millimeter-Bereich bewegen, wohingegen die Ausmaße der Karosserie selbst im Meter-Bereich liegen, kann man diese Eigenformen durch lineare Mehrkörpermodelle annähern.

$$z_{\text{Verformung}} \ll x_{\text{Radstand}} \quad (3.2)$$

Durch den Aufbau eines einfachen Mehrkörpermodells kann der Spagat zwischen einer möglichst geringen Anzahl von notwendigen Parametern und der guten Vorhersagbarkeit der Ergebnisse bei der Auslegung des Schwingungskomforts im Konzeptprozess gelingen. Wie ein solches Mehrkörpermodell aussehen kann wird im Folgenden gezeigt.

3.3 Analyse der Karosseriederivate

Um die Struktur eines Funktionsmodells ableiten zu können, müssen zunächst die globalen Eigenformen verschiedener Karosseriederivate auf ihre Gestalt hin analysiert werden. In einer Synthese der ermittelten Ergebnisse wird im anschließenden Kapitel ein Funktionsmodell abgeleitet.

3.3.1 Karosseriemodelle in der Praxis

Bevor die Karosseriederivate untersucht werden, muss an dieser Stelle eine Erläuterung der verwendeten Karosseriemodelle im Entwicklungsprozess gegeben werden. Dabei ist zu unterscheiden zwischen den realen und den virtuellen Karosseriemodellen.

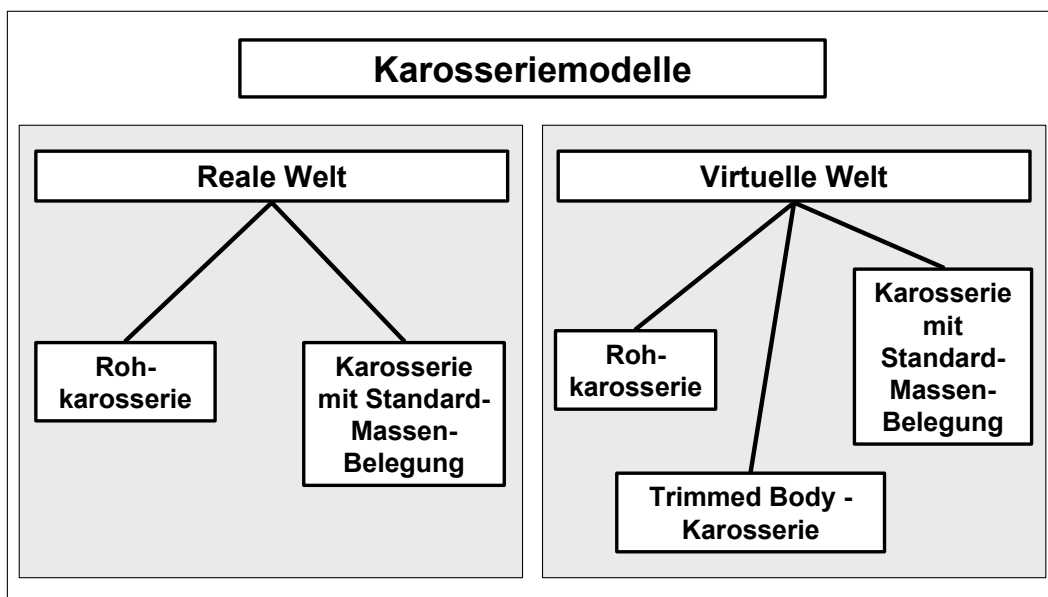


Bild 3.6: Verschiedene Karosseriemodelle im Entwicklungsprozess

Auf der realen Versuchseite gibt es ursprünglich die Rohkarosserie und die im Gesamtfahrzeug verbaute Karosserie. Diese beiden Karosseriearten werden ebenfalls in der virtuellen Welt eingesetzt. Zusätzlich existiert in der virtuellen Welt neben diesen beiden Varianten ein so genanntes „Trimmed Body“ - Karosseriemodell. Bei diesem „Trimmed Body“ - Karosseriemodell wird ein bestehendes Rohkarosseriemodell mit zusätzlichen Massen beaufschlagt, welche das Interieur einer Karosserie repräsentieren. Ergebnis dieses Verfahrens ist ein Karosseriemodell, das die Masse eines Gesamtfahrzeugs abzüglich des Fahrwerks und des Antriebs besitzt und damit Eigenformen und Eigenfrequenzen aufweist, die dem des Gesamtfahrzeugs sehr nahe kommen. Der Grund, warum diese Strategie gewählt wird und nicht direkt ein Finite-Elemente-Gesamtfahrzeug aufgebaut wird, liegt vor allem im großen zusätzlichen Aufwand der entsteht, wenn ein komplettes Fahrwerk und ein kompletter Antrieb auf Basis der Finite-Elemente-Methode entwickelt werden muss. Dieses „Trimmed Body“ - Karosseriemodell hat sich zu einem Standard in der Simulation entwickelt.

Aus der vorhergehenden Beschreibung des Aufbaus eines solchen Simulationsmodells lassen sich aber verschiedene Nachteile festmachen. Zum ersten werden in der realen Versuchswelt keine „Trimmed Body“ – Modelle aufgebaut, da ein realer Aufbau solcher Modelle aus Kostengründen zu aufwändig ist. Damit ist ein Abgleich von Simulationsmodellen mit realen Modellen nicht direkt möglich. Zum zweiten stellt sich auch beim Aufbau der „Trimmed-Body“ – Modelle die Frage, wie die zusätzlichen Massen am besten modelliert werden können, da es sich bei den Zusatzmassen um Summenmassen aus mehreren realen Komponenten handelt. Damit muss die reale Massenverteilung mittels spezieller Methoden angenähert werden, was aber keine reale Abbildung, sondern nur eine Annäherung erreicht. Demgegenüber ergibt sich aus experimentellen Analysen von Rohkarosserien das Problem, dass die Eigenformen der Karosserien mit den vorhandenen Messsystemen zum Teil nicht exakt aufgelöst werden können.

Aus diesen Gründen hat sich ein Spezialverfahren in der experimentellen Modalanalyse von Rohkarosserien herausgebildet. Wichtigstes Ziel in der experimentellen Modalanalyse ist das Abbilden der Eigenformen eines Systems – hier der Karosserie – und der dazugehörigen Eigenfrequenzen. Um die Eigenformen der Rohkarosserie deutlich erfassen zu können, werden fest definierte Zusatzmassen an definierten Stellen in der Karosserie verklebt, was in Bild 3.7 zu sehen ist. Durch die verklebten Zusatzmassen ergeben sich gut definierte Eigenformen, die so auch im Gesamtfahrzeug wieder zu finden sind. Die Lage der Eigenfrequenzen wird durch die Zusatzmassen allerdings verändert. Durch die Erfahrung im Umgang mit diesen so genannten „Standard-Massen-Belegung“ - Modellen (SMB - Modellen) ist man heute jedoch in der Lage einzuschätzen, in wie weit sich die Eigenfrequenzlagen der SMB - Modelle zu den Eigenfrequenzlagen des Gesamtfahrzeugs hin verändern. Damit kann in einem frühen Stadium mit vergleichsweise geringem zeitlichen und finanziellen Aufwand durch die experimentelle Analyse einer Rohkarosserie auf die Schwingungskomforteigenschaften des Gesamtfahrzeugs geschlossen werden.

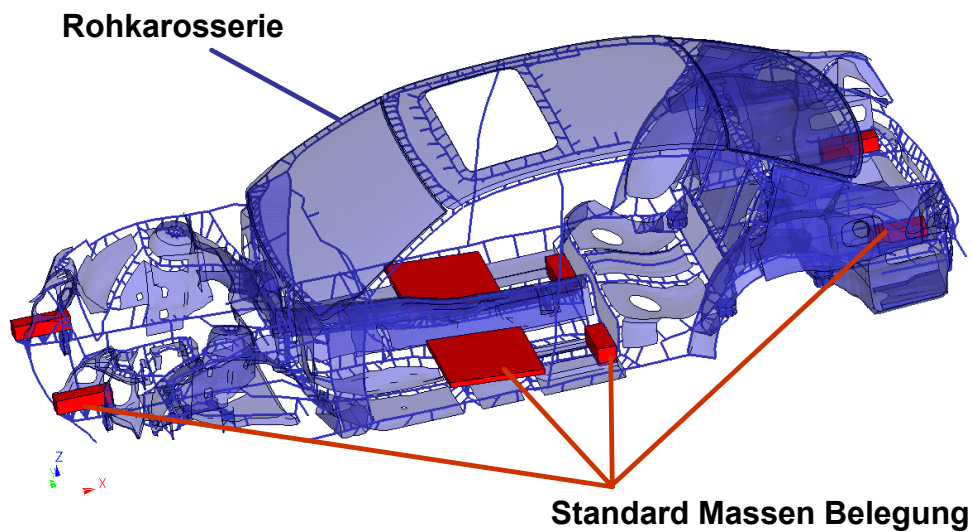


Bild 3.7: Rohkarosserie mit Standard Massen Belegung (SMB - Modell)

Um einen Abgleich existierender Karosseriemodelle in der Simulation mit der Realität vornehmen zu können, werden diese SMB - Modelle ebenfalls in der Simulation verwendet. Zusammenfassend lässt sich feststellen, dass es vier Karosseriemodelle im Bereich der Schwingungskomfortberechnung gibt, welche in Tabelle 3.1 gegenübergestellt werden.

Tabelle 3.1: Gegenüberstellung der Karosseriemodelle in Bezug auf die Abbildungsgüte der Eigenfrequenzen und -formen im Vergleich mit dem Gesamtfahrzeugmodell

Modell	Eigenfrequenz	Eigenvektor
Rohkarosserie	-	-
SMB - Modell	-	+
„Trimmed Body“ – Karosserie	+	+
Gesamtfahrzeug	+	+

Aus der Gegenüberstellung wird deutlich, dass zur Analyse der Schwingformen der Karosserie entweder das SMB oder das „Trimmed Body“ - Modell verwendet werden muss, da beim SMB - Modell die Eigenformen sehr deutlich dargestellt werden können und beim „Trimmed Body“ – Modell die Eigenfrequenzlagen sehr gut mit denen des späteren Gesamtfahrzeugs übereinstimmen.

3.3.2 Schwingformen der Karosserie

Ausgangspunkt der Untersuchungen stellt das Karosseriederivat Limousine dar. Auf der Betrachtung der „Trimmed Body“ – Modelle des Derivats Limousine basierend kann gezeigt werden, dass im Schwingungskomfort relevanten Frequenzbereich vor allem vier globale Eigenformen zu finden sind. Dabei handelt es sich um die Eigenformen der 1. und 2. Biegung, sowie der 1. Torsion und einer 2. Torsion, welche auf Grund ihrer ausgeprägten Vorderwagenlastigkeit Vorderwagentorsion genannt wird. Die Eigenformen sind im Folgenden kurz dargestellt.

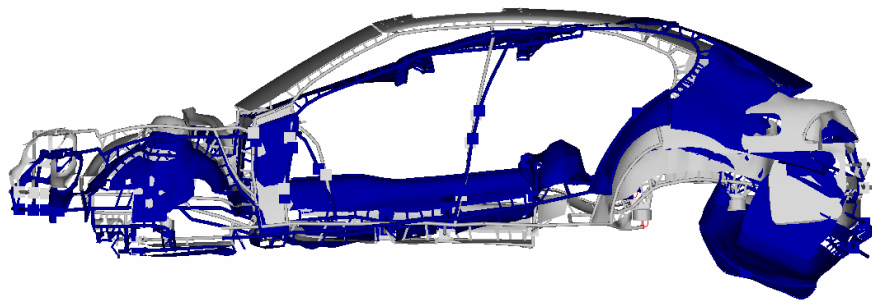


Bild 3.8: Eigenform der 1. Biegung einer Limousinenkarosserie im Vergleich mit un-
verformter Karosserie

Bei der 1. Biegung handelt es sich um ein nahezu reines Biegen der Karosserie um die Fahrzeugquerachse. Strukturtechnisch wird dies durch die Gestaltung der steifen Motorstirnwand, des Fersenblechs und des relativ steifen Getriebetunnels begünstigt. Diese Karosseriebereiche besitzen auch großen Einfluss auf die Gestalt der 2. Biegung der Karosserie, bei der ebenfalls eine relativ reine Biegung um die Fahrzeugquerachse vorliegt.

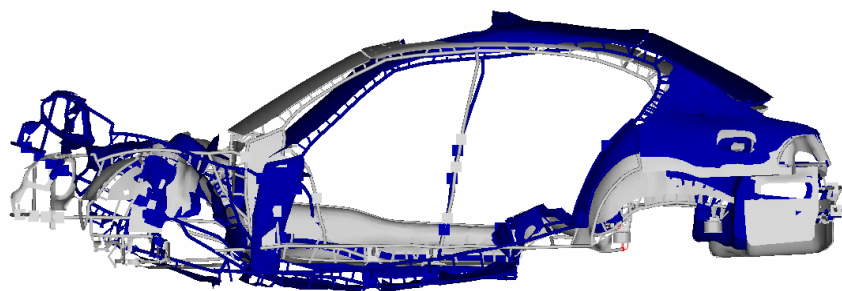


Bild 3.9: 2. Biegeeigenform der Karosserie einer Limousine im Vergleich mit un-
verformter Karosserie

Bei der Analyse der 1. Torsionseigenform der Karosserie fällt vor allem das exakte Abscheren der linken und rechten Fahrzeugseite gegeneinander auf. Dies wird durch die Umsetzung einer relativ steifen Konstruktion aus Längsträgern und Schwellern begünstigt.

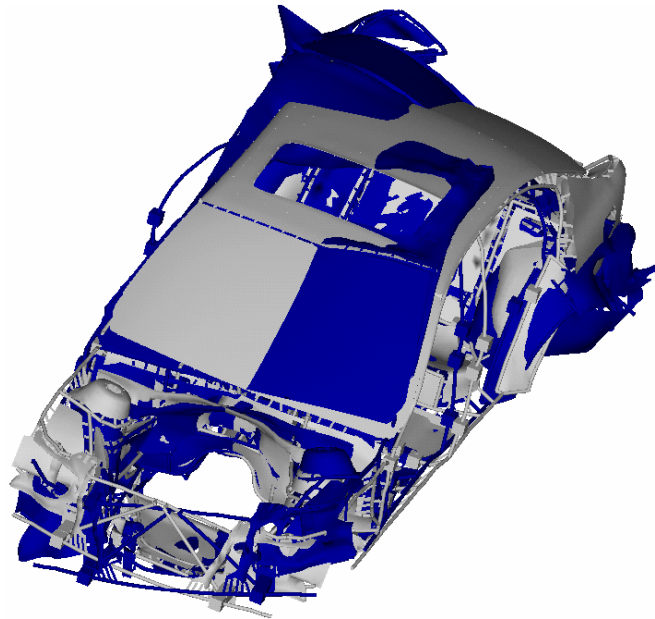


Bild 3.10: Eigenform der 1. Torsion der Limousinenkarosserie im Vergleich mit unverformter Karosserie

Bei der Vorderwagentorsion (2. Torsionseigenform) kommt es zu einer Schwingbewegung des Vorderwagens gegenüber der Fahrgastkabine um die Fahrzeuglängsachse. Dies ist eine Folge der steifen Motorstirnwand und wiederum einer steifen Schwellerkonstruktion.

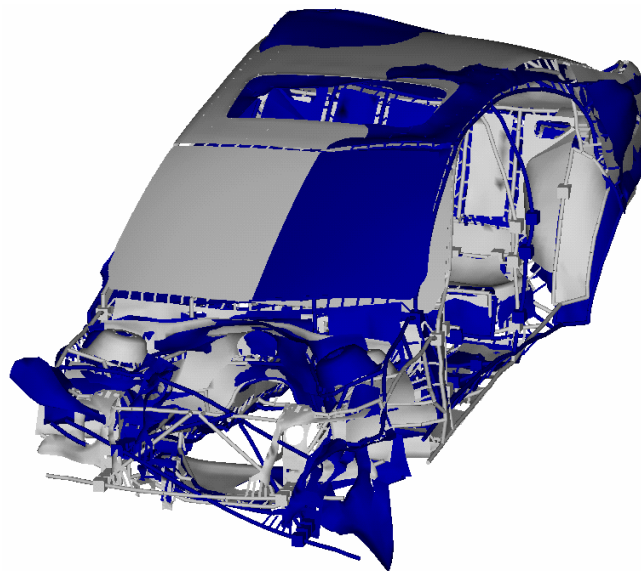


Bild 3.11: Eigenform der Vorderwagentorsion der Karosserie einer Limousine verglichen mit dem unverformten Zustand

Bei den dargestellten Eigenformen handelt es sich um die Eigenschwingformen der Limousinenkarosserie eines Oberklassefahrzeugs. Eine Analyse verschiedener Limousinenkarosserien über alle Fahrzeugklassen hinweg zeigt jedoch die Ähnlichkeit der Eigenformen der verschiedenen Fahrzeugklassen.

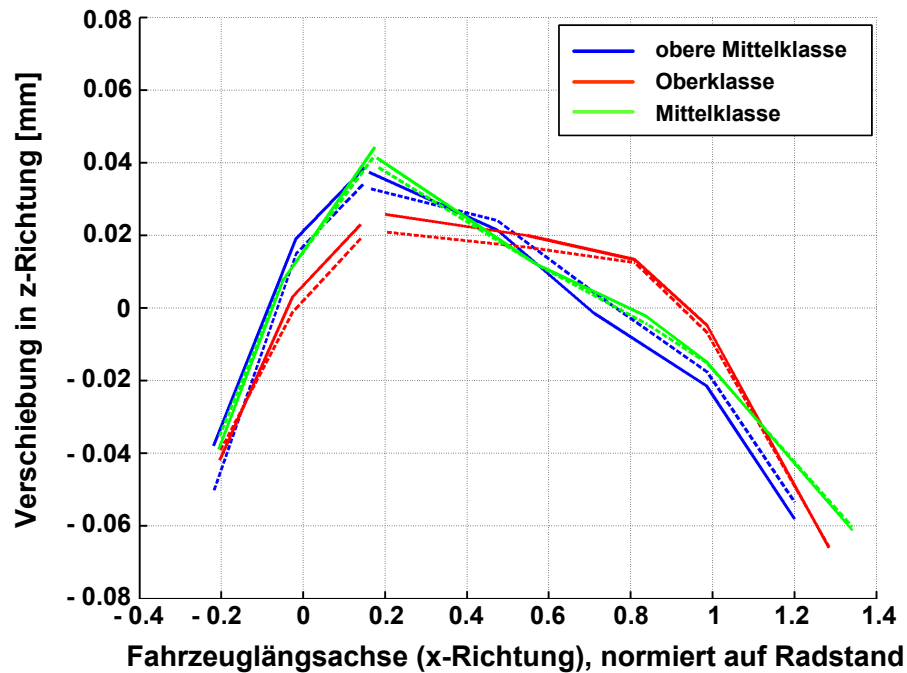


Bild 3.12: Vergleich der 1. Biegeeigenform von SMB - Modellen verschiedener Limousinenklassen (gestrichelt: linke Seite; durchgezogen: rechte Seite)

Eine Gegenüberstellung der Eigenschwingformen der SMB - Karosserien der Mittelklasse, der oberen Mittelklasse und der Oberklasse ist in Bild 3.12 gegeben. Aus der Darstellung der verschiedenen Fahrzeugklassen ist eine Ähnlichkeit über die Klassen hinweg deutlich erkennbar. Vergleicht man die Eigenform der Oberklasse mit der Darstellung in Bild 3.8 ist ein Unterschied erkennbar, der sich darin erklärt, dass es sich hier um experimentelle Eigenformen eines SMB - Modells handelt und in Bild 3.8 um rechnerische Eigenformen eines „Trimmed Body“ - Modells. Dieser Unterschied kann durch das Funktionsmodell aber ebenfalls dargestellt werden, was sich später zeigen.

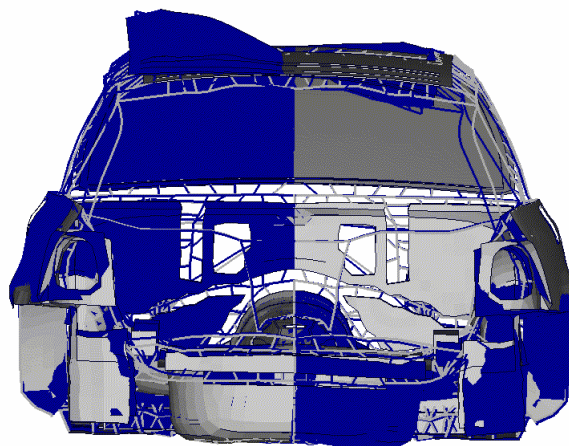


Bild 3.13: Eigenform des Heckparallelogramms bei Kombi ähnlichen Fahrzeugen im Vergleich mit dem unverformten Zustand

Beim Karosseriederivat Kombi gibt es neben den dargestellten Eigenformen der Biegung und Torsion des Karosseriederivats Limousine zusätzlich eine sehr hecklastige Torsionseigenform. Diese Torsionseigenform wird auf Grund der sehr starken parallelogrammartigen Verformungen um die Fahrzeuglängsachse im Heckbereich auch Heckparallelogramm genannt.

3.4 Ableitung Funktionsmodell

In den vorhergehenden Abschnitten wurde erläutert, dass es möglich scheint, ein Funktionsmodell der Karosserie für Berechnungen in der Konzeptphase auf Basis der Mehrkörpersystemmethode aufzubauen, welches die globalen Eigenschwingformen der realen Karosserie abbildet. Dabei können ähnliche Eigenschwingformen für das gleiche Karosseriederivat durch die verschiedenen Fahrzeugklassen hindurch nachgewiesen werden. An dieser Stelle muss nun die Frage beantwortet werden, welche Struktur ein Funktionsmodell auf MKS - Basis besitzen muss. Dies wird im Folgenden gezeigt, ausgehend von allgemeinen Charakteristika der einzelnen Eigenformen der Karosseriederivate.

Die Idee ein Mehrkörpersystem als Funktionsmodell für die Karosserie zu verwenden, gründet auf einer Weiterführung bzw. Umkehrung der Modaltransformation. Während bei der Modaltransformation eine Überführung der physikalischen Verschiebungskoordinaten in modale Eigenformkoordinaten stattfindet, wird für die Definition eines Funktionsmodells dieser Schritt wieder rückgängig gemacht, wobei die reduzierten modalen Koordinaten, nämlich die Eigenformen, wieder durch Verschiebungskoordinaten dargestellt werden (3.3).

Dieses Vorgehen ist im allgemeinen Fall nicht sinnvoll, da dadurch wieder eine große Anzahl von Freiheitsgraden entsteht, was durch die Modaltransformation gerade verhindern werden soll. In dem vorliegenden speziellen Fall für ein parametrisierbares Ersatzmodell der Karosserie, welches nur die globalen Eigenschwingformen darstellen soll, stellt dieses Vorgehen aber eine gute Lösung dar, da die Anzahl der Freiheitsgrade per definitionem recht klein und überschaubar bleibt, womit eine Randbedingung für ein Karosseriefunktionsmodell im Konzeptprozess erfüllt ist.

$$\mathbf{v}_i^{\text{global}} = \sum_{n=1}^5 \Phi_n \cdot q_n$$

$$\Phi_n = \begin{Bmatrix} x_{VL} \\ y_{VL} \\ z_{VL} \\ \alpha_{VL} \\ \beta_{VL} \\ \gamma_{VL} \\ \vdots \\ \gamma_{HR} \end{Bmatrix}_n, \quad n = 1, 2, \dots, 5 \quad (3.3)$$

Welche Freiheitsgrade im Funktionsmodell notwendig sind, muss an Hand der Analyse der globalen Eigenformen der Karosserie ermittelt werden. Neben der Anzahl der Freiheitsgrade ist für die Definition eines Mehrkörpersystems weiterhin notwendig zu wissen, wie viele Körper das System beinhaltet und wie viele Kopplungselemente zwischen den Körpern realisiert werden müssen. Zusammengefasst muss eine Topologie eines möglichen Funktionsmodells abgeleitet werden. Dabei wird im Folgenden der Schwerpunkt auf das Karosseriederivat Limousine gelegt. Für die Derivate Kombi und Cabriolet ergibt sich eine analoge Ableitung.

3.4.1 Die starren Körper des Funktionsmodells

Bei der Analyse der Eigenformen der Karosserie wird deutlich, dass die Gestalt der Schwingformen sehr durch struktur bestimmende Charakteristika der Karosserie beeinflusst wird. Mit Hilfe dieser Erkenntnis ist es möglich, die Eigenformen in einzelne Bereiche aufzuteilen, was für die Definition eines Funktionsmodells auf Basis der Mehrkörpermethode als erster Schritt notwendig erscheint.

Bei der Eigenform der 1. Biegung der Karosserie zeigt sich eine reine Biegung der Karosserie um die Fahrzeugquerachse. Dabei kann als wichtige Strukturkomponente der Karosserie für die Umkehrung des Vorzeichens des Biegewinkels der Eigenform das Fersenblech erfasst werden. Dies ist in Bild 3.14 durch eine vereinfachte Ableitung der Biegeschwingform an einer Oberklasselimousine gezeigt.

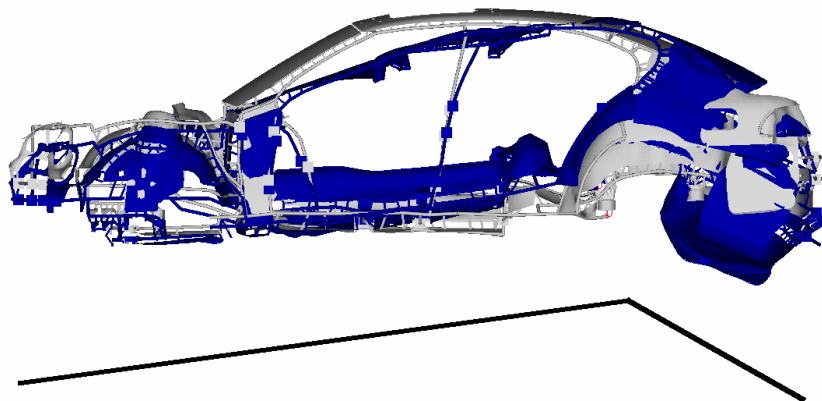


Bild 3.14: 1. Biegeeigenform der Limousinenkarosserie mit einer reduzierten Darstellung

Aus dieser anschaulichen Darstellung der 1. Biegeeigenform lässt sich ableiten, dass eine Unterteilung der Eigenform in zwei Teile bzw. Körper möglich erscheint. Damit muss ein Funktionsmodell für die Karosserie, welches die 1. Biegeeigenform beinhalten soll, mindestens zwei Körper besitzen.

Aus der Betrachtung der Eigenform der 2. Biegung, wie in Bild 3.15 dargestellt, wird deutlich, dass zwei Körper alleine nicht ausreichen, um diese Eigenform der Karosserie zufriedenstellend abbilden zu können.

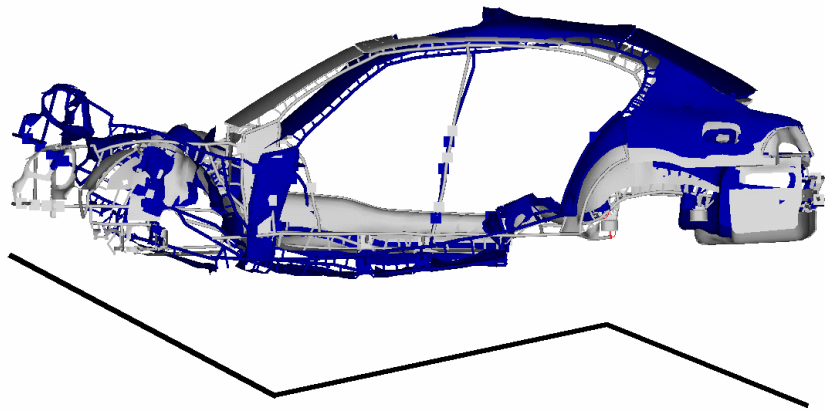


Bild 3.15: Eigenform der 2. Biegung der Limousinenkarosserie mit charakteristisch reduzierter Darstellung

Für die Darstellung dieser 2. Biegeeigenform der Karosserie muss ein Körper der vorhergehenden Darstellung der 1. Biegeeigenform nochmals unterteilt werden. Als strukturtechnisch relevante Aufteilungsstelle lässt sich dabei die Motorstirnwand ermitteln. Durch die strukturelle Aufteilung der Karosserie entlang der Fahrzeuglängsrichtung in einen Bereich vor der Motorstirnwand, einen Teil zwischen Motorstirnwand und Fersenblech, sowie einen Teil hinter dem Fersenblech wird eine Dreiteilung der Karosserie erreicht. Zur Darstellung der beiden globalen Biegeeigenformen der Karosserie muss ein Funktionsmodell somit in Fahrzeuglängsrichtung mindestens drei Körper aufweisen. Damit ist gleichzeitig die Problemstellung gelöst, falls bei einem neuen Konzept die 1. Biegeeigenform eher an der Motorstirnwand, als am Fersenblech abknickt.

Neben den beiden Biegeeigenformen muss ein Funktionsmodell der Karosserie in der Konzeptphase ebenfalls die globalen Torsionseigenformen abbilden können. Dazu eignet sich zunächst eine Analyse der 1. Torsionseigenform. Wie in Bild 3.16 zu erkennen ist, handelt es sich bei der Eigenform der 1. Torsion um ein Abscheren der linken und der rechten Fahrzeugseite gegeneinander, genau in der Symmetrieebene der Karosserie.

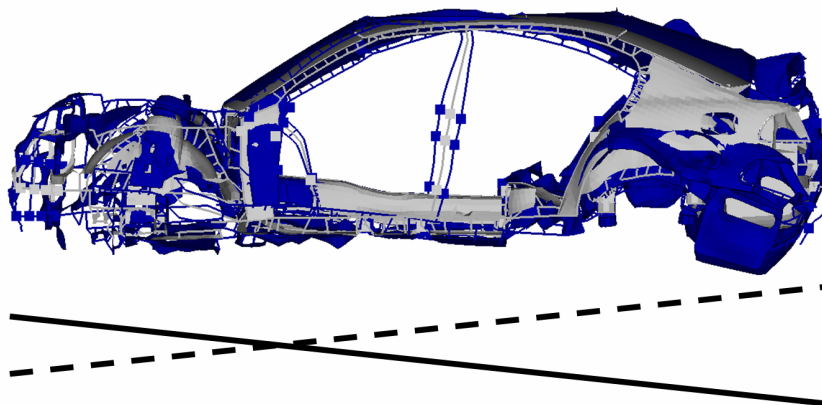


Bild 3.16: 1. Torsionseigenform der Limousinenkarosserie mit reduzierter Darstellung (gestrichelte Linie: linke Seite; durchgezogene Linie: rechte Seite)

Aus dieser anschaulichen Analyse lässt sich ableiten, dass ein Funktionsmodell, welches die 1. Torsionseigenform abbilden soll, eine Aufteilung in zwei Körper in Richtung der Fahrzeugquerachse benötigt. Die Tatsache, dass die beiden Karosseriehälften während des Abscherens in sich relativ steif bleiben, unterstützt die Erkenntnis, dass damit die 1. Torsionseigenform ebenfalls wie die 1. Biegeeigenform durch zwei Körper abgebildet werden kann.

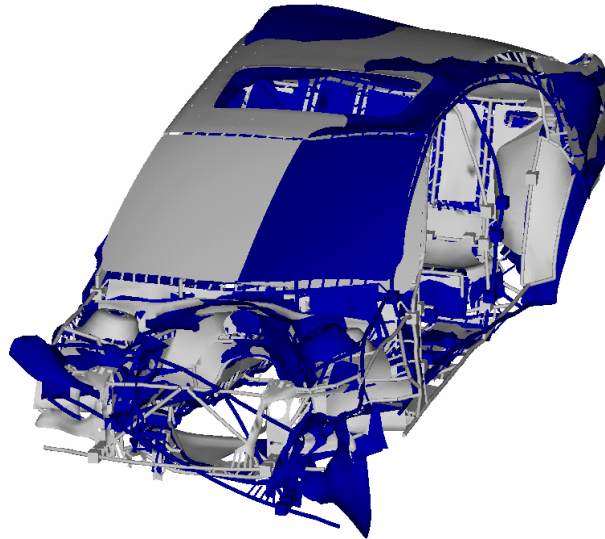


Bild 3.17: Eigenform der Vorderwagentorsion der Limousinenkarosserie

Diese Forderung wird durch die Betrachtung der 2. Torsionseigenform, der so genannten Vorderwagentorsion, noch erweitert. Bei der Analyse der Vorderwagentorsion aus Bild 3.17 stellt sich heraus, dass der Vorderwagen der Karosserie von der Motorstirnwand nach vorne eine relativ starke Verdrehung um die Fahrzeuginnenachse vollzieht, während der restliche Teil der Karosserie relativ unverformt bleibt.

Ergebnis dieser Analyse ist, dass ein Funktionsmodell der Karosserie, welches die 1. Torsion und die Vorderwagentorsion darstellen will, mindestens vier Körper aufweisen muss. Neben der Aufteilung in zwei Körper entlang der Fahrzeugquerachse muss ebenfalls eine Aufteilung in zwei Körper in Fahrzeuginnenachsenrichtung erfolgen. Eine Zusammenfassung der Anforderungen aus der Analyse der einzelnen Eigenformen an die Anzahl der Körper, die ein Funktionsmodell aufweisen muss, ist in Bild 3.18 aufgeführt. Bei Betrachtung der einzelnen Anforderungen, resultierend aus der Analyse der globalen Eigenformen, können die Erfordernisse aus der 2. Biegeeigenform und der Vorderwagentorsion als die entscheidenden Bedingungen definiert werden. Grund dafür ist die Tatsache, dass die Ansprüche dieser beiden Eigenformen an ein Funktionsmodell die Notwendigkeiten der jeweiligen einfacheren Eigenform 1. Grades bereits beinhalten.





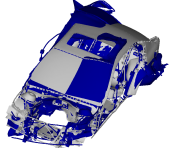

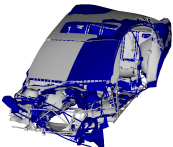

Eigenform	Aufteilung in Körper
	2 Körper: 
	3 Körper: 
	2 Körper: 
	2 Körper: 

Bild 3.18: Zusammenfassung der Anforderungen an die Anzahl der Körper des Funktionsmodells

Durch einen Vergleich der Anforderungen aus den dominierenden Eigenformen lassen sich darüber hinaus weitere Gemeinsamkeiten feststellen.

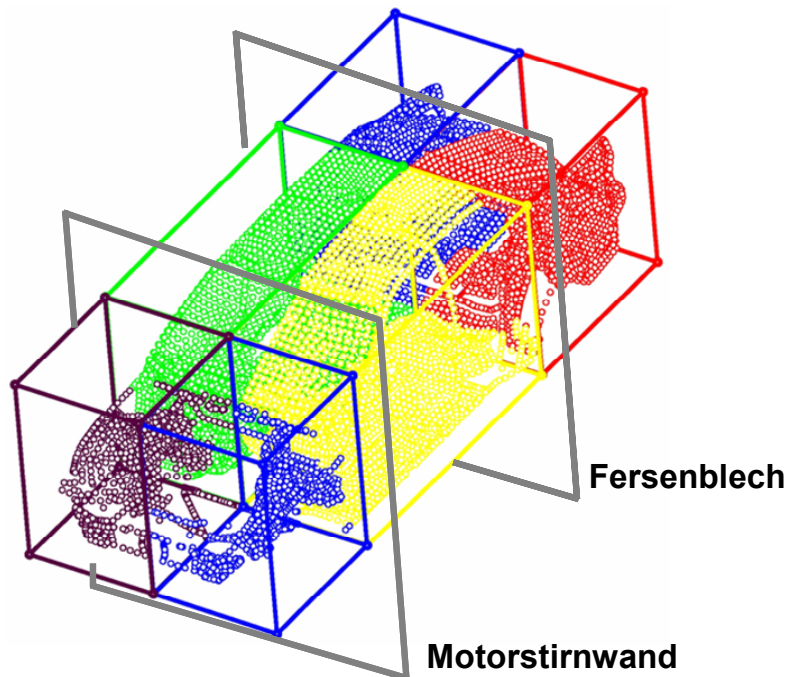


Bild 3.19: Aufteilung der Karosserie in 6 Körper mit Schnittstellen an charakteristischen Karosseriepunkten

Die Aufteilung der Körper in Fahrzeuginnenrichtung für die Darstellung der Vorderwagentorsionseigenform stellt die gleiche Aufteilung dar, die ebenso für die Darstellung einer an der Motorstirnwand abknickenden 1. Biegeigenform als notwendig ermittelt wurde und die ebenfalls in den Anforderungen an ein Funktionsmodell für die 2. Biegeigenform enthalten ist. Zusätzlich zu der Aufteilung in Fahrzeuginnenrichtung wird für die Darstellung der Torsionseigenformen die Aufteilung in Fahrzeugquerrichtung verlangt. Diese Forderung existiert bei der Darstellung der Biegeigenformen so nicht. Allerdings stellt diese Anforderung auch keine Einschränkung für die Darstellung der Biegeigenformen durch ein Funktionsmodell dar. Aus dieser Analyse lässt sich eine Aufteilung der Karosserie in sechs Körper, wie in Bild 3.19 gezeigt, begründen. Für die vollständige Definition der Topologie eines Funktionsmodells ist die Ermittlung der Anzahl der Körper des Mehrkörpersystems nicht ausreichend. Im Folgenden wird deshalb auf die Kopplung der ermittelten Körper eingegangen.

3.4.2 Die Freiheitsgrade des Funktionsmodells

Für die Definition eines Mehrkörpersystems müssen neben den zu simulierenden Körpern auch die Bewegungsmöglichkeiten dieser Körper bekannt sein. Diese Bewegungsmöglichkeiten der einzelnen Körper werden als Freiheitsgrade bezeichnet und können für das Funktionsmodell Karosserie aus der Analyse der Eigenformen analog zur Definition der starren Körper ermittelt werden.

Aus der Betrachtung der beiden Biegeigenformen lässt sich eine Dreiteilung der Eigenformen in Fahrzeuginnenrichtung durchführen. Da es sich bei den beiden Eigenformen jeweils um reine Biegungen um die Fahrzeugquerachse handelt, ist es ausreichend zwischen den drei Körpern jeweils nur einen Freiheitsgrad zu definieren. Diese Bewegungsmöglichkeit wird jeweils als Rotation um die Fahrzeugquerachse umgesetzt, was in Bild 3.20 dargestellt ist. Da das Funktionsmodell durch eine symmetrische Aufspaltung in linke und rechte Fahrzeugseite von drei auf sechs Körper erweitert worden ist, müssen die definierten Bewegungsmöglichkeiten beide Seiten erhalten. Damit resultieren die ersten vier Freiheitsgrade aus der Analyse der Biegeigenformen, und stellen jeweils eine Rotationsmöglichkeit (β) um die Fahrzeugquerachse dar.

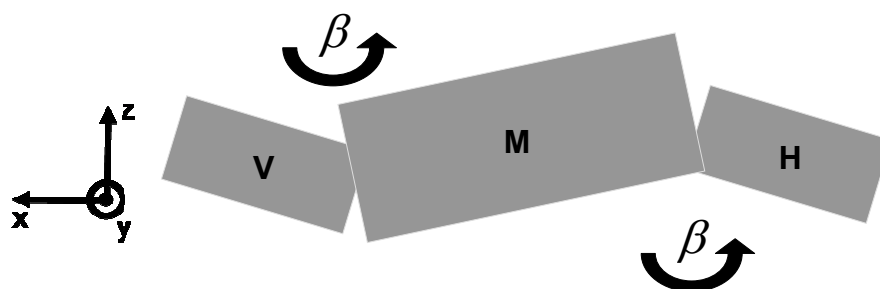


Bild 3.20: Darstellung der Bewegungsmöglichkeiten des Funktionsmodells bei den Biegeigenformen der Karosserie am Beispiel der 2. Biegeigenform

Aus der Analyse der Torsionseigenmoden resultiert die Erweiterung des Funktionsmodells der Biegeeigenformen um die symmetrische Gestaltung bezüglich der Fahrzeugmittenebene. Da es sich bei der 1. Torsion um ein reines Abscheren, der in sich sehr steifen linken und rechten Fahrzeugseite handelt, ist es ausreichend einen weiteren Rotationsfreiheitsgrad zwischen den mittleren linken und rechten Körpern des Funktionsmodells zu definieren. Dieser erlaubt ebenfalls eine Rotationsbewegung (β) um die Fahrzeugquerachse und ermöglicht so eine Darstellung der 1. Torsionseigenform.

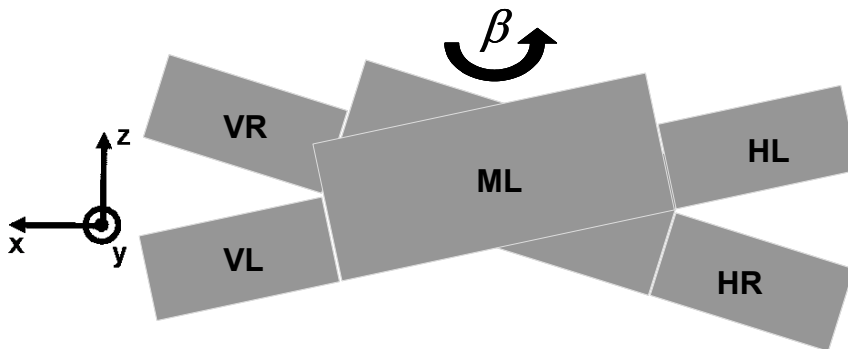


Bild 3.21: Konzeptdarstellung der 1. Torsionseigenform einer Limousinenkarosserie

Aus der Untersuchung der 1. Torsionseigenform ergibt sich damit ein weiterer Freiheitsgrad für das Funktionsmodell. An dieser Stelle sei angemerkt, dass durch die Freiheitsgrade, welche aus der Analyse der Biegeeigenformen ermittelt werden, auch ein weniger steifes Verhalten der linken und rechten Fahrzeugseite theoretisch abgebildet werden kann.

Bei der Analyse der Vorderwagentorsion handelt es sich um ein Verdrehen des Vorderwagens um die Fahrzeuglängsachse, wobei der Rest der Karosseriestruktur relativ unverformt bleibt. Für die Darstellung dieser Eigenform in einem Funktionsmodell sind zwei Alternativen denkbar. Zum ersten ist es möglich, dieses Verdrehen durch eine gegensinnige Pendelbewegung der beiden vorderen Körper des Funktionsmodells um die Fahrzeugquerachse darzustellen. Diese Darstellung ist zwar etwas ungewöhnlich, vor dem Hintergrund der kleinen Schwingbewegungen der Karosserie für die Auslegung von Konzeptmodellen aber durchaus vertretbar. Als zweite Möglichkeit kann die Verdrehung des Vorderwagens der Karosserie durch eine Verdrehung der beiden vorderen Körper des Funktionsmodells um die Fahrzeuglängsachse realisiert werden. In Abwägung der Anforderungen an das Funktionsmodell möglichst einfach, also möglichst wenige Parameter zu enthalten, andererseits aber so gut wie möglich zu sein, wird an dieser Stelle das Funktionsmodell um zwei weitere Freiheitsgrade erweitert, die aus der Darstellung durch das Verdrehen der beiden vorderen Körper um die Fahrzeuglängsrichtung entstehen. Damit ergeben sich sieben Freiheitsgrade für das Funktionsmodell der Karosserie. Diese sieben Freiheitsgrade sind für die Definition eines Funktionsmodells für das Karosseriederivat Limousine ausreichend.

Für die Definition eines Funktionsmodells für das Derivat Kombi müssen noch zwei weitere Freiheitsgrade definiert werden. Die Kombikarosserie besitzt neben den beiden Biegeeigenformen und den beiden Torsionseigenformen noch eine weitere globale Eigenform: die Eigen-

form des Heckparallelogramms, Bild 3.13. Zur Annäherung einer Abbildung dieser Eigenform werden zwischen den mittleren und hinteren Körpern zwei weitere Freiheitsgrade implementiert. Dabei handelt es sich um Freiheitsgrade um die Fahrzeughochachse. Diese Freiheitsgrade in Kombination mit der Bewegungsmöglichkeit um die Fahrzeugquerachse erlauben eine Konzeptabbildung der Eigenform des Heckparallelogramms.

Ein Ziel bei der Definition des Funktionsmodells ist die Einfachheit des Ersatzmodells. Zu dieser Forderung gehört auch, möglichst nur ein Funktionsmodell für die drei betrachteten Karosseriederivate aufzubauen. Aus diesem Grund werden die beiden Freiheitsgrade um die Fahrzeughochachse zwischen den mittleren und hinteren Körpern bereits im Funktionsmodell der Limousine implementiert. Damit ergeben sich neun Freiheitsgrade für das Funktionsmodell. Zusammenfassend ist die Topologie des Funktionsmodells mit den integrierten Freiheitsgraden in Bild 3.22 dargestellt. In Tabelle 3.2 wird abschließend ein Überblick über die Freiheitsgrade des Funktionsmodells gegeben.

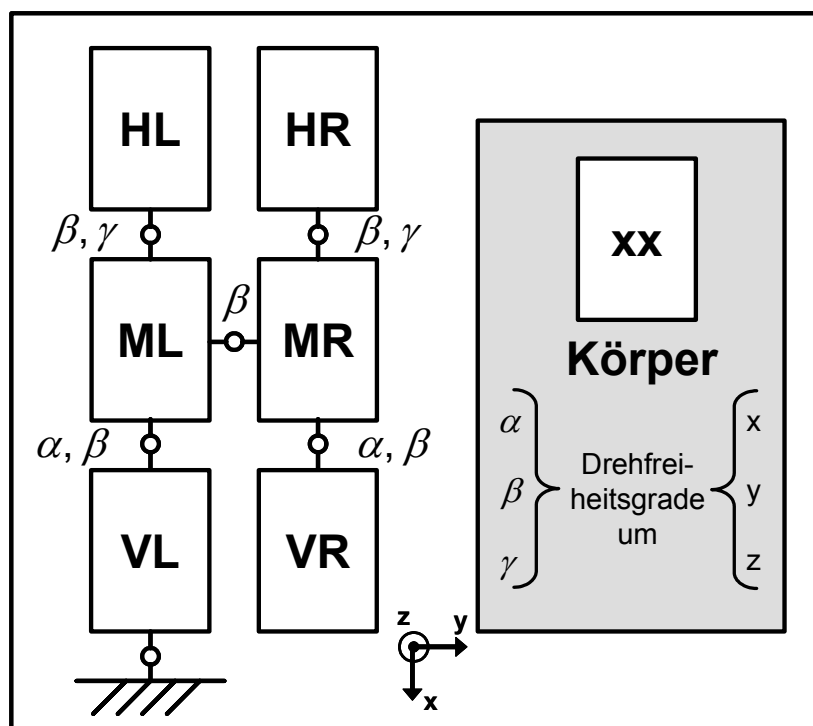


Bild 3.22: Topologie des Funktionsmodells mit inneren Freiheitsgraden

Tabelle 3.2: Freiheitsgrade des Funktionsmodells für die Limousinenkarosserie

Eigenform	Resultierende Freiheitsgrade	
	Anzahl	Beschreibung
1. & 2. Biegung	4 DOF	jeweils β
1. Torsion	1 DOF	β
Vorderwagentorsion	2 DOF	jeweils α
Gesamt	7 DOF	

3.5 Parameter des Funktionsmodells

Bevor die Ermittlung der Parameter des Funktionsmodells in den folgenden Kapiteln eingehend dargestellt wird, soll an dieser Stelle eine grundsätzliche Aufteilung dieser Parameter erläutert werden. Die Parameter können in zwei verschiedene Klassen eingeteilt werden. Die erste Klasse beinhaltet die so genannten statistischen Parameter und die zweite Klasse die so genannten virtuellen Parameter bzw. Identifikationsparameter.

3.5.1 Statistische Parameter

Bei den statistischen Parametern handelt es sich um Parameter, die direkt aus den realen Karosseriestrukturen abgeleitet und, wie in Bild 3.23 skizziert, auf die sechs Körper des Funktionsmodells direkt aufgeprägt werden können. Die Parameter werden statistische Parameter genannt, da sie sich aus der Analyse vorhergehender Karosseriestrukturen ableiten und für neue Karosseriestrukturen zuverlässig extrapolieren lassen. Zur Ermittlung der statistischen Parameter wird eine eingehende Analyse bestehender Karosseriekonzepte durchgeführt und in einem anschließenden Kapitel näher erläutert. Zu der Gruppe der statistischen Parameter werden dabei die Massen der sechs Körper, ihre Schwerpunktskoordinaten und die dazugehörigen Trägheitsmomente gezählt.

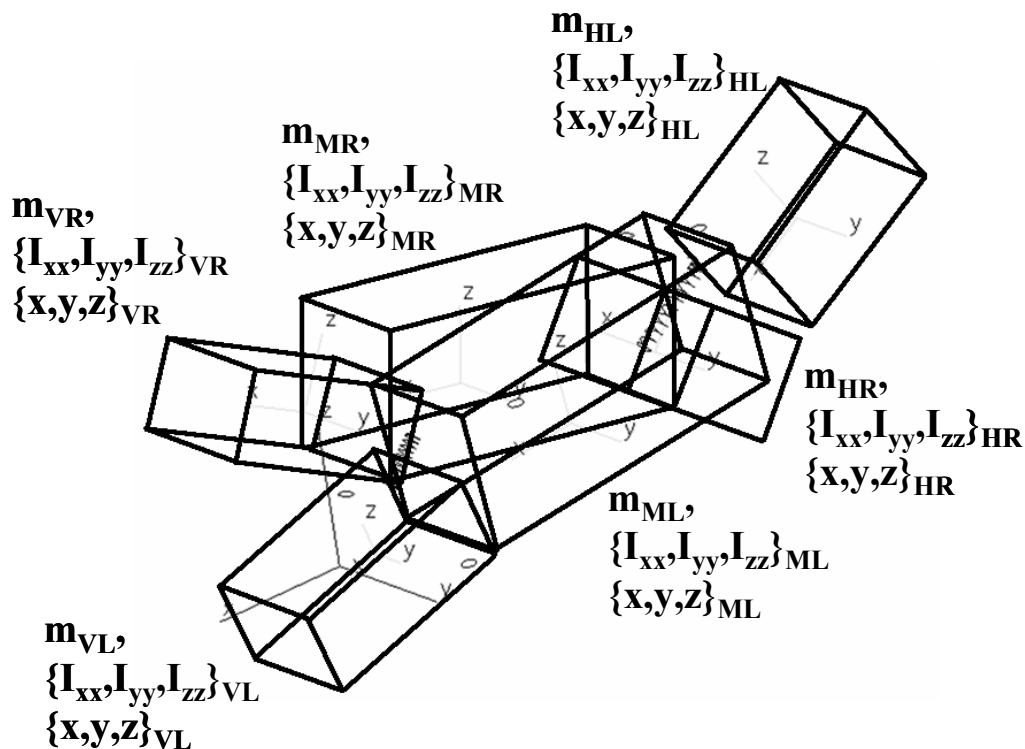


Bild 3.23: Funktionsmodell mit statistischen Parametern

3.5.2 Identifikationsparameter

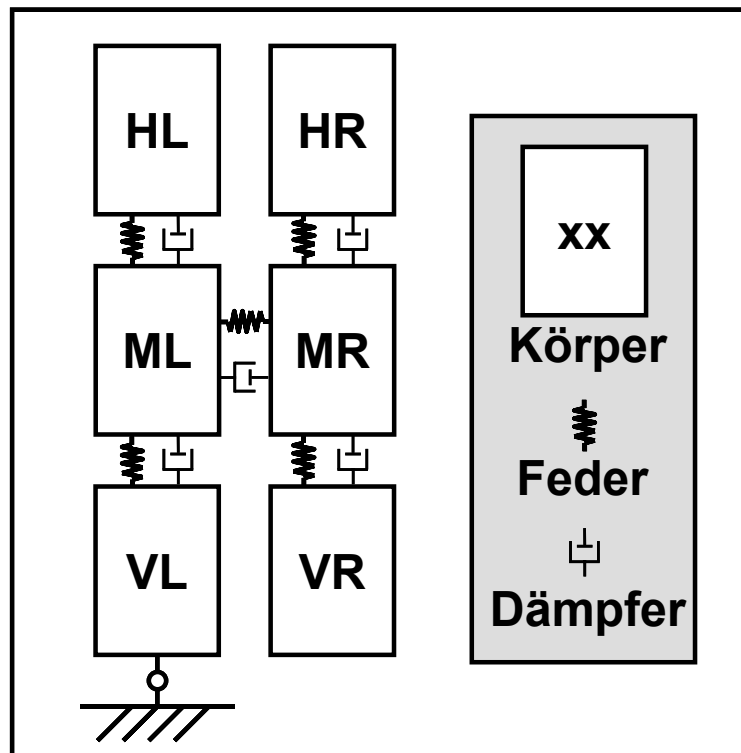


Bild 3.24: Topologie des Funktionsmodells mit Feder- und Dämpferelementen

Neben den realen Parametern des Funktionsmodells, die in den statistischen Parametern zusammengefasst sind, beinhaltet das Funktionsmodell so genannte virtuelle Parameter. Diese ergeben sich aus der Reduzierung der Karosserie auf ein Funktionsmodell mit einer relativ geringen Anzahl von Körpern und virtuellen Kopplungen dieser Körper. Die Art der virtuellen Parameter ergibt sich dabei aus der Topologie des Mehrkörpermodells. Neben den Trägheitsdaten der Körper müssen in einem Mehrkörpersystem ebenfalls Gelenke definiert sein. Zusätzlich zu den Gelenken müssen Federn zwischen den Körpern implementiert werden, wodurch ein schwingungsfähiges und damit dynamisches Mehrkörpermodell entsteht. Unter Einbeziehung der bislang genannten Parameter entsteht ein ungedämpftes Mehrkörpermodell aus starren Körpern. Da es sich bei der Karosserie jedoch um keine ungedämpfte mechanische Struktur handelt, sondern um eine, wenn auch schwach, gedämpfte Struktur, müssen neben den eingeführten Elastizitäten in Form von Federn, auch Dämpfer eingebaut werden. Damit entsteht ein Funktionsmodell der Karosserie nach Bild 3.24 mit seinen Komponenten.

4 Trägheitsparameter des Funktionsmodells

Bei der Erläuterung der Ableitung eines Funktionsmodells für die Karosserie in der Konzeptphase wurden die beiden Arten von Parametern, welche das Funktionsmodell enthält, bereits kurz genannt. In dem folgenden Kapitel wird näher auf die so genannten Trägheitsparameter eingegangen, die vorher auch als statistische Parameter bezeichnet worden sind. Dabei wird auf die Art der Parameter, ihre Ableitung und mögliche Korrelationen mit dem Gesamtgewicht und dem Radstand neuer Karosseriekonzepte eingegangen. Ziel dieser Analyse ist die Ableitung der Trägheitsparameter des Funktionsmodells in einer frühen Phase der Entwicklung von einer ganz geringen Anzahl von Eingangsparemtern für das Funktionsmodell. Welche und wie viele Eingangsparemter für die Definition des Funktionsmodells nötig sind, ergibt eine Synthese am Ende des Kapitels.

4.1 Definition der Trägheitsparameter

Aus der Definition der Mehrkörpersysteme ergeben sich die Trägheitsparameter zunächst aus der Betrachtung eines einzelnen starren Körpers. Dieser besitzt, neben seiner eingepprägten Masse, einen Massenschwerpunkt und seine Massenträgheitsparameter um die Trägheitsachsen. Dies ist in Bild 4.1 skizziert.

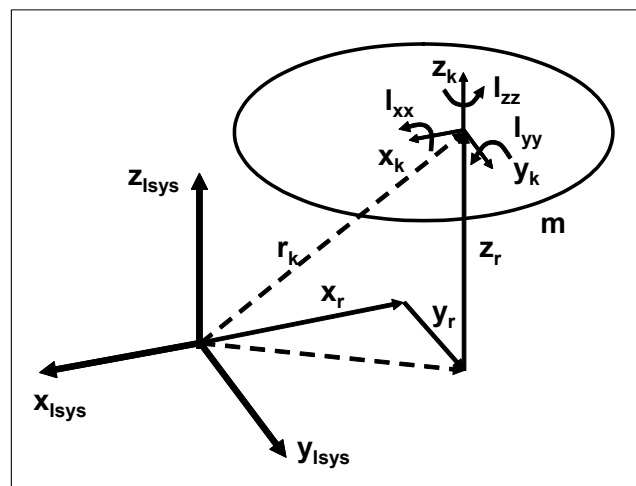


Bild 4.1: Trägheitsparameter eines einzelnen starren Körpers

Für das abgeleitete Funktionsmodell ergibt sich aus Bild 4.1, dass die Trägheitsdaten sowohl für die Karosserie, als auch für jeden einzelnen Körper des Funktionsmodells ermittelt werden müssen. Analog zu Bild 4.1 ergeben sich deshalb für das Funktionsmodell 42 Parameter, die in Bild 3.23 anschaulich und in Tabelle 4.1 detaillierter erläutert zusammengefasst sind.

In Kapitel 3 ist darauf hingewiesen worden, dass im Entwicklungsalltag sowohl ein Karosseriemodell mit Standard-Massen-Belegung (SMB), als auch ein so genanntes „Trimmed Body“-Modell eingesetzt wird. Durch den Einsatz beider Modelle ist in der Vergangenheit die Erfahrung gewachsen, wie die Eigenfrequenzen des „Trimmed Body“-Modells aus der Kenntnis der Eigenfrequenzen des SMB-Modells, welches im Entwicklungsprozess deutlich früher zur Verfügung steht, abgeleitet werden können. An Hand des Funktionsmodells soll es zur Erweiterung des Anwendungsgebietes ermöglicht werden, diesen Zusammenhang funktional abzubilden. Dazu liegt bei der Analyse der Trägheitsparameter ein besonderes Augenmerk auf diesem Zusammenhang.

Die dargestellte Ermittlung der Trägheitsparameter basiert auf einer Analyse bestehender Karosseriekonzepte von Limousinen der Mittelklasse, der oberen Mittelklasse und der Oberklasse. Dabei können aussagefähige Korrelationen ermittelt werden, welche auf die Karosseriederivate Kombi und Cabriolet analog angewendet werden können.

Tabelle 4.1: Trägheitsparameter des Funktionsmodells

Körper	Parameter	Beschreibung
VL	m_{VL}	Masse vorne links
	$I_{xx,VL}, I_{yy,VL}, I_{zz,VL}$	Massenträgheitsmomente um die Hauptträgheitsachsen
	X_{VL}, Y_{VL}, Z_{VL}	Schwerpunktskoordinaten vorne links
VR	m_{VR}	Masse vorne rechts
	$I_{xx,VR}, I_{yy,VR}, I_{zz,VR}$	Massenträgheitsmomente um die Hauptträgheitsachsen
	X_{VR}, Y_{VR}, Z_{VR}	Schwerpunktskoordinaten vorne rechts
ML	m_{ML}	Masse Mitte links
	$I_{xx,ML}, I_{yy,ML}, I_{zz,ML}$	Massenträgheitsmomente um die Hauptträgheitsachsen
	X_{ML}, Y_{ML}, Z_{ML}	Schwerpunktskoordinaten Mitte links
MR	m_{MR}	Masse Mitte rechts
	$I_{xx,MR}, I_{yy,MR}, I_{zz,MR}$	Massenträgheitsmomente um die Hauptträgheitsachsen
	X_{MR}, Y_{MR}, Z_{MR}	Schwerpunktskoordinaten Mitte rechts
HL	m_{HL}	Masse hinten links
	$I_{xx,HL}, I_{yy,HL}, I_{zz,HL}$	Massenträgheitsmomente um die Hauptträgheitsachsen
	X_{HL}, Y_{HL}, Z_{HL}	Schwerpunktskoordinaten hinten links
HR	m_{HR}	Masse hinten rechts
	$I_{xx,HR}, I_{yy,HR}, I_{zz,HR}$	Massenträgheitsmomente um die Hauptträgheitsachsen
	X_{HR}, Y_{HR}, Z_{HR}	Schwerpunktskoordinaten hinten rechts

4.2 Massenparameter

Bevor die Massenparameter der einzelnen Körper des Funktionsmodells ermittelt werden können, muss zu Beginn die Masse der gesamten Karosserie untersucht werden. Bei dieser Analyse muss die Frage geklärt werden, wie groß die Differenz ist, welche zwischen der Masse einer Rohkarosserie und der Masse des dazugehörigen „Trimmed Body“ - Modells vorliegt. Darüber hinaus muss diese Differenz eingehend untersucht werden, um Baugruppen identifizieren zu können, die diese Gewichtsdiﬀerenz hauptsächlich verursachen. Um letztendlich die Parameter des Funktionsmodells bereits in einer sehr frühen Entwicklungsphase bestimmen zu können, wird daran anschließend eine Korrelation zwischen ausgewählten spezifischen Fahrzeugparametern und der Gesamtmasse eines Fahrzeugs hergeleitet, woraus sich eine weitere Korrelation zur Masse der Karosserie ergibt. Abschließend wird, ausgehend von der Masse der Karosserie, auf die Ableitung der Massenparameter für die einzelnen Körper des Funktionsmodells eingegangen.

4.2.1 Von der Rohkarosserie zum „Trimmed Body“ - Modell

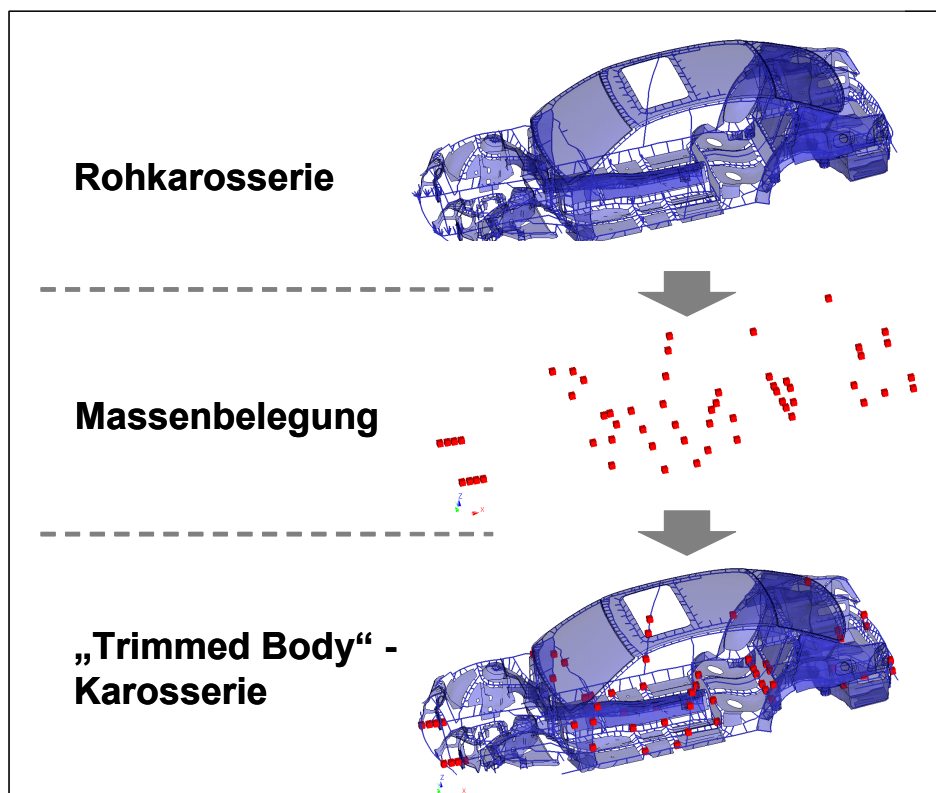


Bild 4.2: Der Weg von der Rohkarosserie zur „Trimmed Body“ - Karosserie des Limousinenderivats

Wie in Kapitel 3 bereits erläutert stellt das „Trimmed Body“ - Modell eine Rohkarosserie mit sämtlichen Einbauteilen dar, was in Bild 4.2 dargestellt ist. Das „Trimmed Body“ - Modell der Karosserie ist in der Anwendung der Finite-Elemente-Methode in der Praxis der Karosserieentwicklung zu einem Standard geworden, da sich damit die tatsächlich im realen Fahrzeug auftretenden Karosserieeigenmoden gut darstellen und vorhersagen lassen. Die ermittelten Eigenmoden aus dem „Trimmed Body“ – Modell können gut mit realen Eigenformen abgeglichen werden, weichen aber durch die oft deutliche, von den Einbauteilen verursachte, Gewichtsverlagerung im „Trimmed Body“ – Modell gegenüber der Rohkarosserie zum Teil erheblich von den Eigenformen der Rohkarosserie ab. Zu diesem Unterschied kommt hinzu, dass sich die Eigenfrequenzen der beiden Finite-Elemente-Modelle auf Grund ihrer stark unterschiedlichen Massen deutlich unterscheiden. Dieser Unterschied liegt bei den globalen Eigenformen im Schnitt zwischen 5 und 10 Hz. Die strukturdynamisch stark unterschiedlichen Modelle der Karosserie führen zu einem doppelten Abstimmungsaufwand, da bislang keine exakte Vorhersage der globalen Eigenwerte des „Trimmed-Body“ – Modells, ausgehend von den Eigenwerten der Rohkarosserie, existiert.

Aus dieser Betrachtung heraus ist es sinnvoll, dass das Funktionsmodell der Karosserie den Übergang von der Rohkarosserie zum „Trimmed Body“ - Modell ebenfalls repräsentieren kann. Dadurch wird es einerseits möglich, schon in einer frühen Phase der Entwicklung Einfluss auf die Gestaltung neuer Karosseriekonzepte zu nehmen, andererseits wird durch die funktionale Darstellung des Übergangs von der Rohkarosserie zum „Trimmed Body“ - Modell die Möglichkeit gegeben, neue Karosseriekonzepte bereits im Stadium der Rohkarosserie auf ihre spätere Zielerfüllung im Hinblick auf das „Trimmed Body“ - Modell zu überprüfen.

Aus der Analyse der Zusammensetzung realer Karosserien an Hand vorhandener Massenlisten kann eine allgemeine Gewichtsdivergenz zwischen Rohkarosserie und „Trimmed Body“ – Modell ermittelt werden. Diese unterscheidet sich je nach Fahrzeugklasse, wie in Tabelle 4.2 dargestellt.

Tabelle 4.2: Werte der „Trimmed Body“ - Gewichtsdivergenz von der Rohkarosserie in den einzelnen Fahrzeugklassen

Fahrzeugklasse	Gewichtsdivergenz
Mittelklasse	500 kg
Obere Mittelklasse	600 kg
Oberklasse	750 kg

Bei der Angabe der Gewichtsdivergenzen je Fahrzeugklasse muss jedoch einschränkend angemerkt werden, dass diese Differenz nur einen repräsentativen Mittelwert darstellt. Je nach verbauter Sonderausstattung in einem Fahrzeug können diese Werte etwas variieren. Zudem sind die angegebenen Gewichtsdivergenzen für aktuelle Baureihen gültig. Durch ständig steigende Massen neuer Fahrzeugkonzepte sind deshalb diese Differenzen ingenieurmäßig zu

bewerten. Für die Auslegung und Absicherung im Konzeptprozess ist diese Ableitung jedoch eine Erweiterung des aktuellen Kenntnisstandes. Für eine zusätzliche Steigerung der Transparenz werden die Massenzuschläge noch weiter analysiert.

Die unterschiedlichen Gewichtszuschläge je Fahrzeugklasse setzen sich je nach Detaillierungsgrad aus über 600 Einzelmassen zusammen. Für ein Funktionsmodell, welches im Konzeptprozess eingesetzt werden soll, ist eine Abschätzung einer so großen Anzahl von Parametern nicht sinnvoll möglich. Aus diesem Grund kann eine Abschätzung vorgenommen werden, die darauf abzielt, wie viel Prozent der verbauten Komponenten innerhalb der Karosseriestruktur wie viel Prozent des Gewichts der Karosserie ergeben. Das Ergebnis dieser Analyse ist in Bild 4.3 dargestellt.

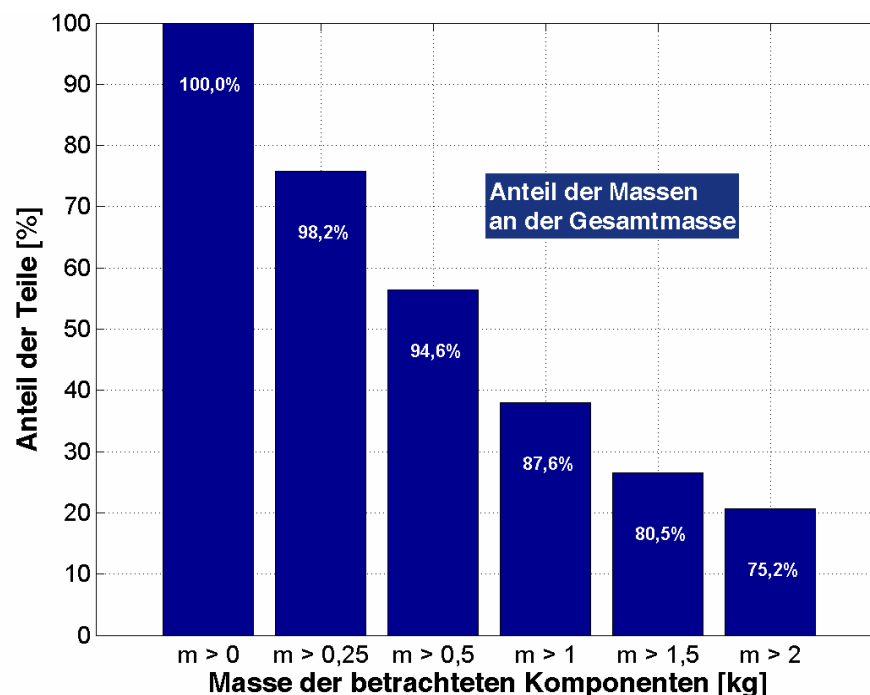


Bild 4.3: Massenanalyse einer Limousinenkarosserie

Aus Bild 4.3 geht hervor, dass ca. 20 % der verbauten Teile der Karosserie über 2 kg wiegen, diese 20 % aber noch ca. 75 % der Gesamtmasse umfassen. Bei der näheren Analyse der Massenverteilung in Bild 4.3 ist zu erkennen, dass es sich dabei annähert um eine so genannte 80/20 Pareto-Verteilung handelt [14]. Diese Pareto-Verteilung besagt, dass in den meisten Situationen ein sehr kleiner Teil einer Menge – ca. 20 % - den größten Anteil am Gesamtwert einer Menge – ca. 80 % - ausmacht. Der größte Teil der Menge trägt damit sehr wenig am Gesamtwert bei. Auf die Massen der einzelnen Komponenten der Karosserie bezogen bedeutet dies, dass ca. 20 % der Einzelkomponenten der Karosserie ungefähr 80 % der Masse der Karosserie ausmachen. Aus dieser ermittelten 20 % Menge der einzelnen Komponenten der Karosserie lässt sich wiederum eine relativ kleine Anzahl von Baugruppen bilden, die als detaillierte und gut abschätzbare Schnittstellen sinnvoll erscheinen. Das Ergebnis dieser Analyse ist für die drei betrachteten Fahrzeugklassen in Bild 4.4 zusammengefasst.

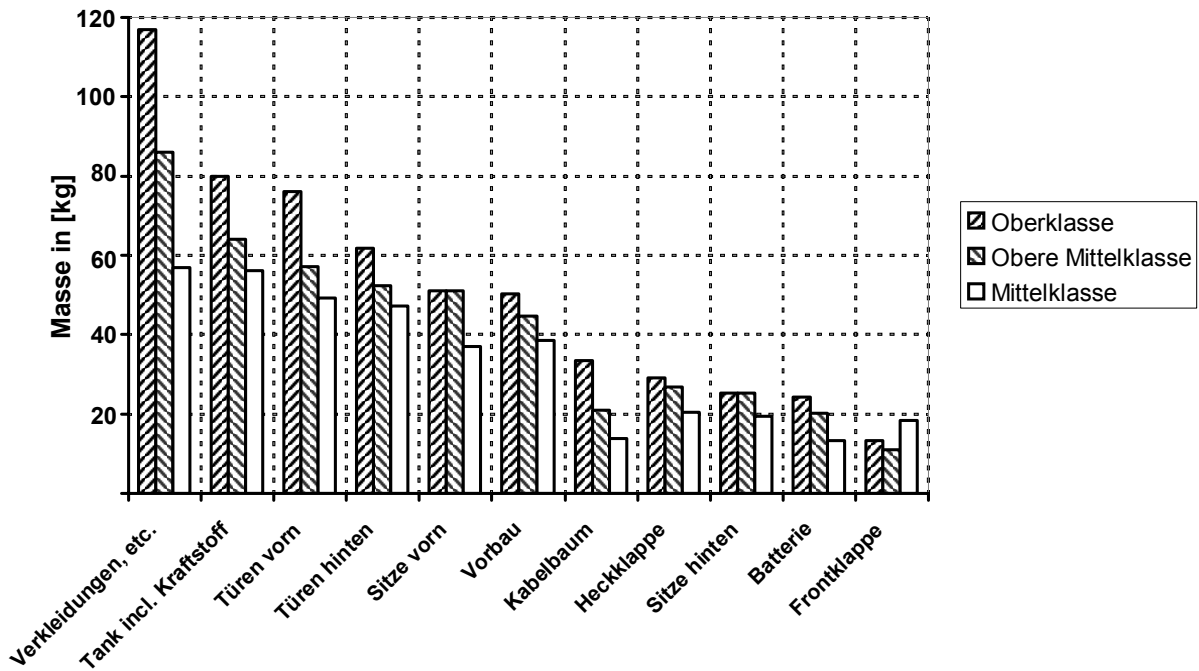


Bild 4.4: Gesamtmasse bestimmender Baugruppen einer Limousinenkarosserie

In Bild 4.4 sind Baugruppen zu erkennen, welche sich bereits zu einem sehr frühen Zeitpunkt in der Entwicklung grob abschätzen lassen, insbesondere im Vergleich mit anderen Fahrzeugen. Es ist darüber hinaus deutlich zu sehen, dass eine gewisse Abhängigkeit der Masse der einzelnen Baugruppen von der Fahrzeugklasse besteht.

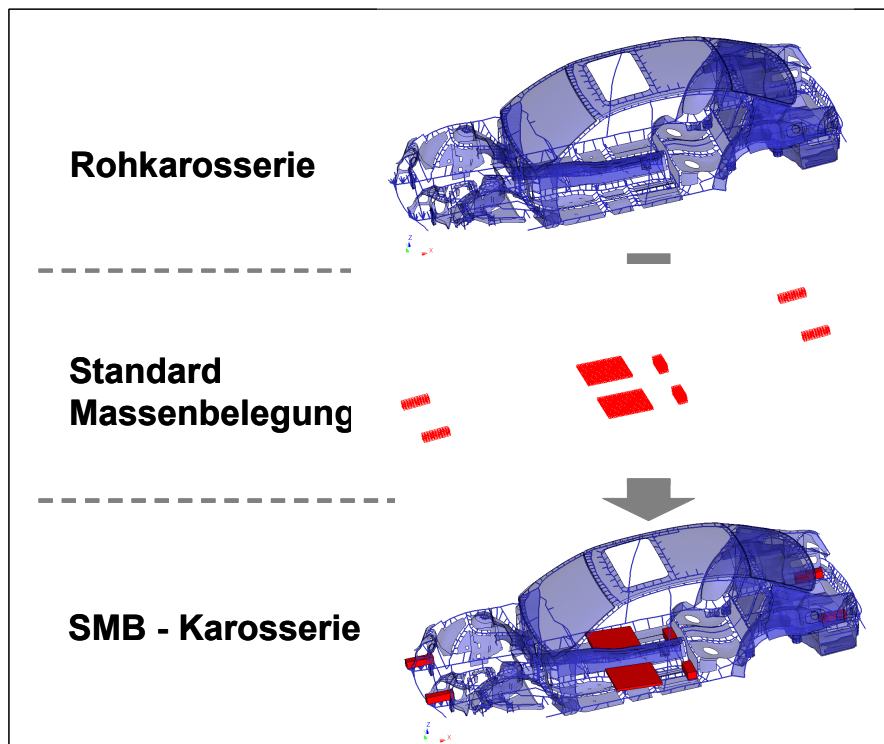


Bild 4.5: Der Weg von der Rohkarosserie zur SMB - Karosserie des Derivats Limousine

Einschränkend dazu muss bei dieser Betrachtung angemerkt werden, dass zum Teil auch gleiche Komponenten – zumindest aus Sicht der Masse – in verschiedenen Fahrzeugklassen verbaut werden, wie dies an den Sitzen der Fahrzeuge der oberen Mittelklasse und der Oberklasse in Bild 4.4 zu sehen ist. Zusammenfassend muss gesagt werden, dass eine Abschätzung der Gewichtsdiﬀerenz zwischen Rohkarosserie und „Trimmed Body“ - Modell durch die Gewichtszuschläge aus Tabelle 4.2 für ein Funktionsmodell in der Konzeptphase völlig ausreichend ist. Jedoch ist mit der eingehenden Auftrennung der Zuschläge in einige wenige Baugruppen zusätzlich die Möglichkeit gegeben, die Zuschläge bei Bedarf gezielt und ingenieurmäßig zu verändern.

Neben dem Übergang von der Rohkarosserie zum „Trimmed Body“ - Modell muss noch ein weiterer Übergang von der Rohkarosserie zum SMB - Modell, wie in Bild 4.5 dargestellt, bzw. vom SMB - Modell zum „Trimmed Body“ - Modell analysiert werden. Dies ist darin begründet, dass sich das SMB - Modell in der alltäglichen experimentellen Analyse von Karosserien durchgesetzt hat. Bei der Analyse der Massenverteilung des SMB - Modells ermöglicht jedoch die standardisierte Massenverteilung eine fahrzeugklassenübergreifende Betrachtung. Die standardisierte Massenverteilung ist in Tabelle 4.3 dargestellt.

Tabelle 4.3: Standard-Massen-Belegung (SMB) der Rohkarosserie

Platzierung	Masse
Motorlängsträger vorne links / rechts	je 20 kg
Sitz Bodenblech links / rechts	je 20 kg
Fersenblech links / rechts	je 20 kg
Hecklängsträger	je 15 kg
Summe	150 kg

Durch den relativ einfachen Weg von der Masse der Rohkarosserie zur Masse des SMB - Modells ist es nicht notwendig, ein explizit neues Verfahren für den Übergang vom SMB - Modell auf das „Trimmed Body“ - Modell zu entwickeln, da sich dieser Übergang mit Hilfe der Rohkarosserie gut realisieren lässt.

4.2.2 Korrelation mit Radstand und Gesamtgewicht

Um das Ziel einer möglichst geringen Anzahl von Parametern für das Funktionsmodell zu erfüllen, wird versucht, eine Korrelation zwischen bestimmten Parametern der Karosserie zu finden, die eine stabile Ableitung des Funktionsmodells garantiert. In Bild 4.6 sind zu diesem Zweck die Massen der Rohkarosserie der Limousinen verschiedener Fahrzeugklassen über einem modifizierten Radstand aufgetragen.

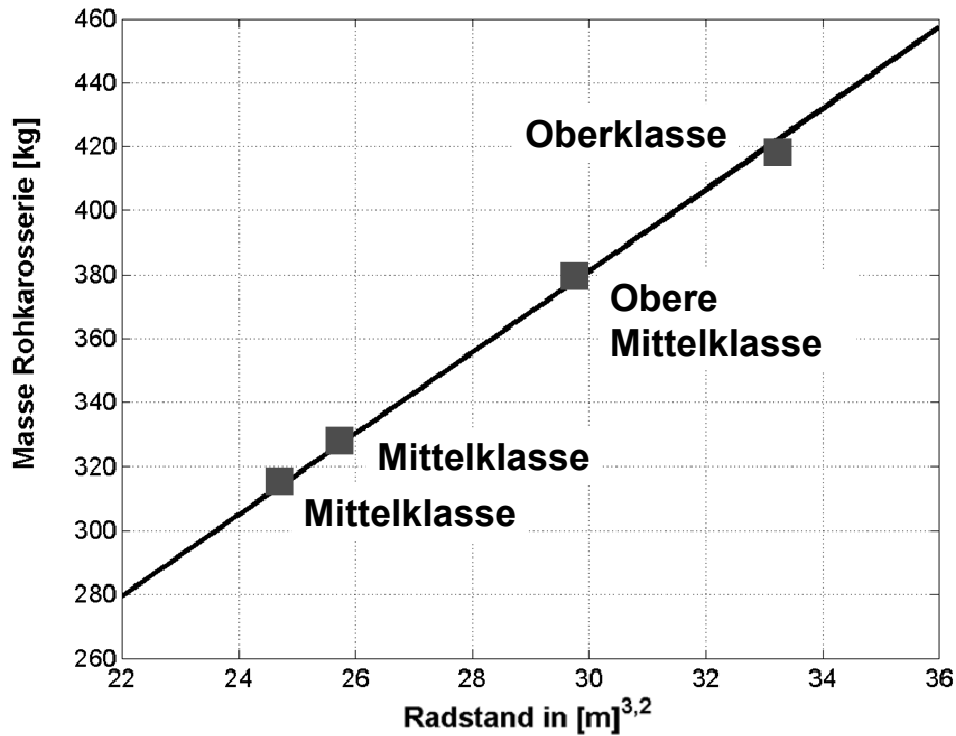


Bild 4.6: Korrelation zwischen Radstand und Rohkarosseriemassen von Limousinenkarosserien verschiedener Fahrzeugklassen

Trägt man die Massen der Rohkarosserien über dem modifizierten Radstand auf, ergibt sich eine lineare Trendlinie zwischen den eingezeichneten Massenpunkten. Aus dieser Trendlinie ergibt sich der formelmäßige Zusammenhang:

$$\frac{m_{\text{RK},1}}{m_{\text{RK},2}} = \left(\frac{x_{\text{Radstand},1}}{x_{\text{Radstand},2}} \right)^{3,2} \quad (4.1)$$

Damit kann die Masse der Rohkarosserie eines neuen Karosseriekonzepts über dessen Radstand mit Hilfe einer bekannten Rohkarosserie eines beliebigen Vorgängermodells und dessen Radstand abgeschätzt werden. Mit Hilfe der ermittelten Massenzuschläge für die „Trimmed Body“-Modelle lässt sich damit die Masse einer neuen Karosserie mit Einbauteilen ermitteln, was am Beispiel einer Limousinenkarosserie der Mittelklasse kurz skizziert ist.

$$m_{\text{TB}} = m_{\text{RK}} + 500 \text{ kg} \quad (4.2)$$

Neben der Masse der Karosserie enthält die Masse des Gesamtfahrzeugs zudem auch die Masse des Antriebs und des Fahrwerks.

$$m_{\text{GFZG}} = m_{\text{TB}} + m_{\text{AF}} \quad (4.3)$$

Die Masse des Antriebs und Fahrwerks ist nicht durch eine einfache Korrelation über den Radstand des Fahrzeugs abzuschätzen, da sich diese Masse stark durch den eingebauten Mo-

tor auch innerhalb einer Fahrzeugklasse unterscheidet. Da es zum einen in der heutigen Entwicklungspraxis von Fahrzeugen selten zum parallelen Start eines neuen Fahrzeugtyps und eines neuen Motortyps kommt, und zum anderen Neuentwicklungen von Achssystemen relativ gewichtsneutral realisiert werden sollen, kann die Masse des Antriebs und Fahrwerks gut aus bereits bekannten Daten abgeschätzt werden.

Damit ist es über den Zusammenhang aus Formel (4.3) möglich, das Gewicht einer neuen Rohkarosserie bereits früh im Entwicklungsablauf abzuschätzen. Die Definition des Radstands und des Gesamtgewichts eines neuen Fahrzeugs wird dabei sehr früh in der Entwicklung festgelegt, da diese beiden Parameter großen Einfluss z.B. auf die Fahrdynamik und den Verbrauch eines neuen Fahrzeugs besitzen. Damit ist es gelungen, die Masse der Rohkarosserie abhängig vom Radstand und dem Gesamtgewicht eines neuen Fahrzeugs abzuleiten.

4.2.3 Massenparameter der Einzelkörper

Für die Definition des Funktionsmodells ist es notwendig, eine Aufteilung der Masse der Karosserie auf seine sechs Körper durchzuführen. Dabei ist zu beachten, dass es sich bei dem Modell um ein symmetrisches Modell handelt. Obwohl die symmetrische Gewichtsverteilung in der Realität so nicht vorkommt, wird diese Symmetrie aus der Finite-Elemente-Methode ohne Einschränkung der Gültigkeit für eine Anwendung in der Konzeptphase analog übernommen.

Tabelle 4.4: Massenverteilung der unterschiedlichen Karosseriemodelle

Modell	Vorne	Mitte	Hinten
Rohkarosserie	20 %	50 %	30 %
SMB - Karosserie	21 %	53 %	26 %
„Trimmed Body“ - Karosserie	17 %	62 %	21 %

Zur Festlegung bestimmter Gewichtsverteilungen für die sechs Körper des Funktionsmodells wird wiederum eine Analyse bestehender Limousinenkarosserien durchgeführt. Dabei stellt sich die in Tabelle 4.4 dargestellte prozentuale Gewichtsverteilung bei der Rohkarosserie und dem „Trimmed Body“ - Modell heraus.

Da das Modell symmetrisch ist, erfolgt die Aufteilung der Massen nur in drei Körpern in Fahrzeuglängsrichtung. Die angegebenen prozentualen Werte in Tabelle 4.4 beinhalten damit die linke und rechte Seite der Karosserie. Es ist ebenfalls die etwas geänderte Gewichtsverteilung zwischen Rohkarosserie und „Trimmed Body“ - Karosserie zu erkennen, was in einem vorhergehenden Abschnitt bereits thematisiert worden ist. Aus dieser Analyse ist zu erkennen, dass die Hauptmasse der Karosserie zwischen der Vorder- und Hinterachse des Fahrzeugs liegt, was aus Gründen der Fahrdynamik auch anschaulich klar ist.

Zusammenfassend lässt sich sagen, dass trotz aller Abschätzungen bei den aufgezeigten Zusammenhängen die Parametrisierung der Körper des Funktionsmodells bezüglich ihrer Massen für den Einsatz des Funktionsmodells in der Konzeptphase der Entwicklung allein aus der Kenntnis des Radstandes und des Gesamtfahrzeuggewichts möglich ist.

4.3 Koordinaten der Massenschwerpunkte

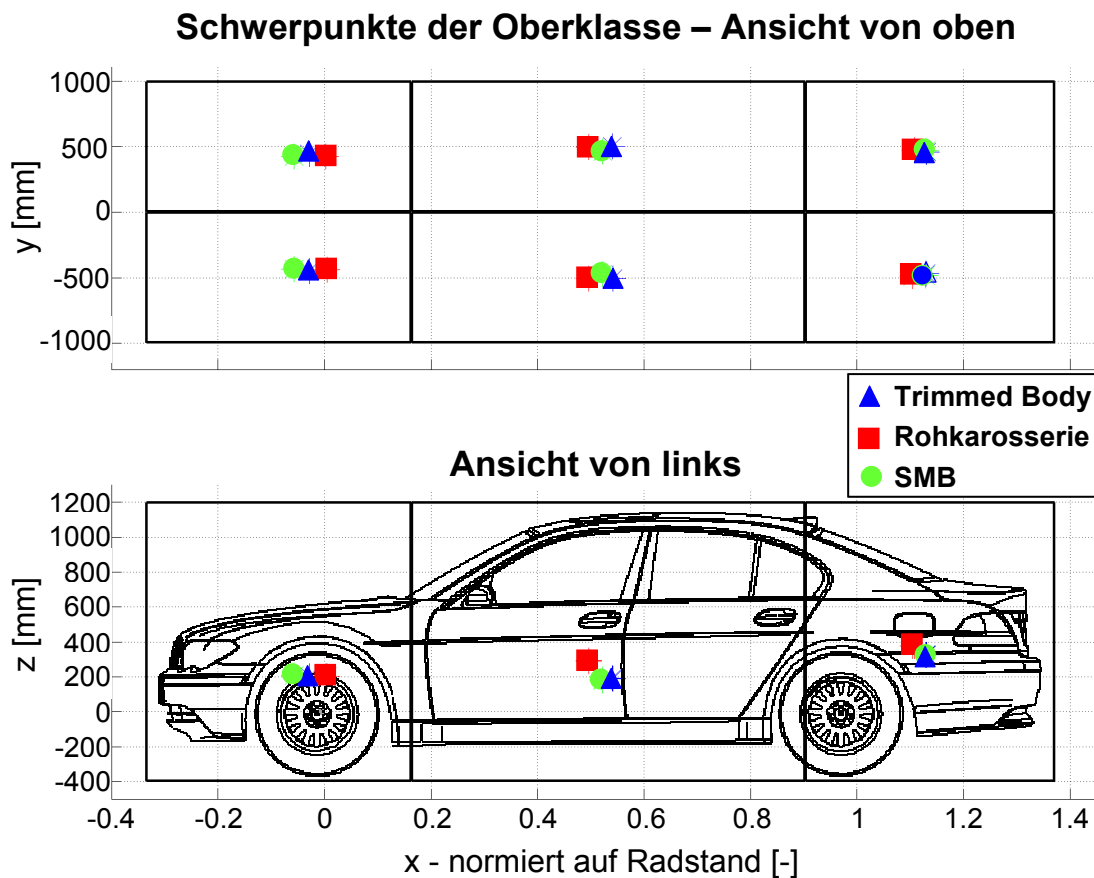


Bild 4.7: Schwerpunktskoordinaten der Körper des Funktionsmodells für die verschiedenen Karosseriemodelle abgeleitet aus einer Oberklasselimousine

Zur Definition eines Mehrkörpermodells sind neben den Kenntnissen der Massen der einzelnen Körper als zweites die Koordinaten der Massenschwerpunkte von Bedeutung. Aus diesem Grund müssen Parameter für die Massenschwerpunktskoordinaten der einzelnen Körper des Funktionsmodells ermittelt werden.

Bei der Analyse der Koordinaten der Massenschwerpunkte stehen zum einen Finite-Elemente-Modelle, als auch reale Massenlisten der Fahrzeuge zur Verfügung. Dies bedeutet, dass die Lage der Massenschwerpunkte einerseits analytisch berechnet und andererseits mit Hilfe von Softwareanwendungen bestimmt werden kann. Dabei wird in einem ersten Schritt

das „Trimmed Body“ - Modell untersucht. In Bild 4.7 ist das Ergebnis dieser Analyse an Hand eines Limousinenmodells der Oberklasse dargestellt.

Da das Funktionsmodell eine Möglichkeit bieten soll, den Übergang zwischen den verwendeten Simulationsmodellen in der Praxis zu ermöglichen, sind neben den Schwerpunktskoordinaten der „Trimmed Body“ - Modelle ebenfalls die Koordinaten der Massenschwerpunkte von Bedeutung, welche aus der Betrachtung der Rohkarosserie und der SMB - Modelle resultieren. Diese sind in Bild 4.7 zusätzlich mit eingetragen. Für eine spätere Vergleichbarkeit ist die Fahrzeuglängsrichtung bereits über den Radstand des Fahrzeugs normiert.

Aus Bild 4.7 erkennt man anschaulich eine nur geringe Abweichung der Massenschwerpunktskoordinaten zwischen den einzelnen Karosseriemodellen. Nur beim Rohkarosseriemodell zeigt sich eine etwas deutlichere Abweichung, was aber für die Betrachtung im Konzeptprozess keine weitere Bedeutung besitzt. Im Hinblick auf die Forderung ein einfach zu definierendes Funktionsmodell zu generieren, wird auf eine Unterscheidung der Massenschwerpunkte bezüglich der drei Modellarten verzichtet, da die Aussagefähigkeit des Funktionsmodells im Konzeptprozess durch die Abweichungen in den Koordinaten keine Einschränkung erfährt.

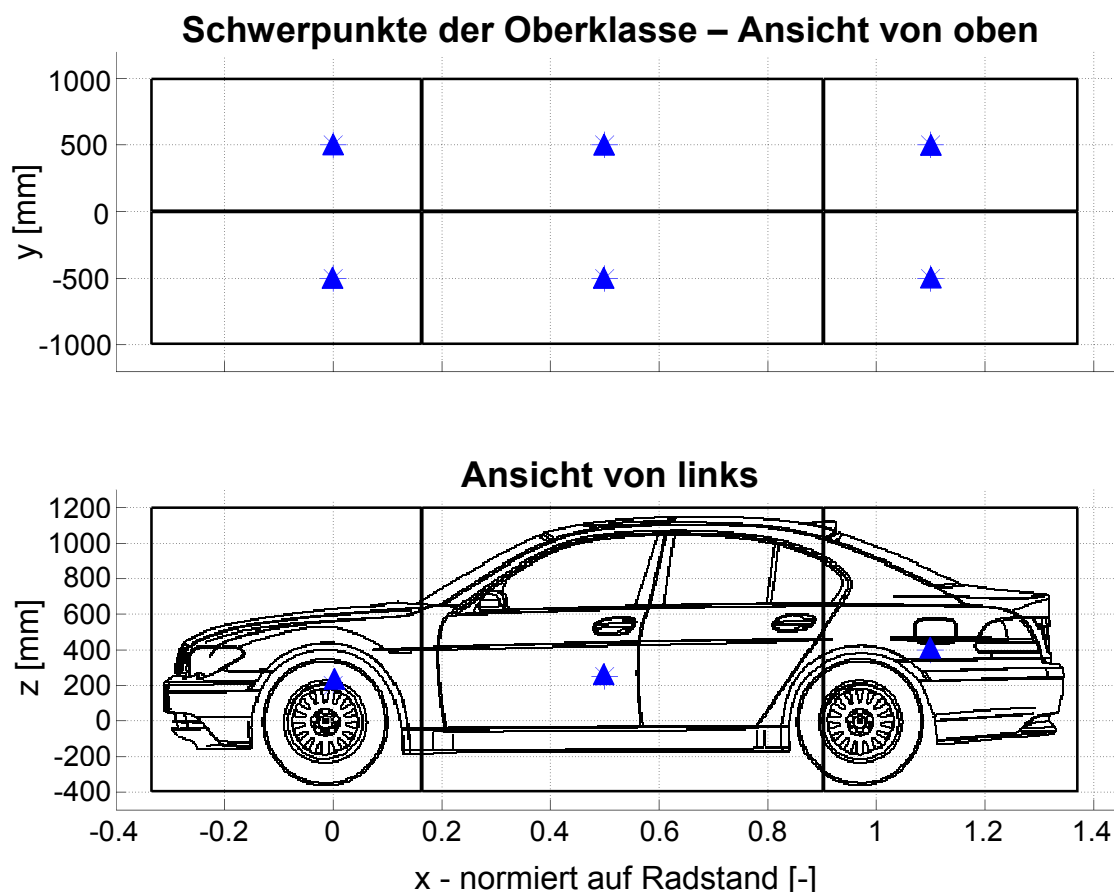


Bild 4.8: Normierte Schwerpunkte der Körper des Funktionsmodells

Für die allgemeingültige Angabe von Koordinaten der Massenschwerpunkte über verschiedene Fahrzeugklassen hinweg ist es notwendig, die Massenschwerpunktskoordinaten in Fahr-

zeuglängsrichtung zu normieren. Aus dem Vergleich unterschiedlicher Fahrzeugklassen ergibt sich die Darstellung allgemeingültiger Koordinaten für die Massenschwerpunkte der starren Körper des Funktionsmodells, welche in Bild 4.8 und Tabelle 4.5 zusammengefasst sind.

Tabelle 4.5: Schwerpunktskoordinaten der Körper des Funktionsmodells

Körper Koor- dinaten	Vorne	Mitte	Hinten
x	$0 \cdot x_{\text{Radstand}}$	$0,5 \cdot x_{\text{Radstand}}$	$1,1 \cdot x_{\text{Radstand}}$
y	$\pm 500 \text{ mm}$		
z	$+ 200 \text{ mm}$	$+ 250 \text{ mm}$	$+ 400 \text{ mm}$

Zum besseren Verständnis der Werte aus Tabelle 4.5 für die y- und z- Koordinaten der Schwerpunkte sei hinzugefügt, dass bei der y-Koordinate der 0-Punkt genau in der Symmetrieebene des Fahrzeugs liegt. Bei der z-Koordinate liegt der Nullpunkt auf Höhe des Radmittelpunktes vorne, was in Bild 4.7 beispielhaft zu erkennen ist.

Abschließend sei angemerkt, dass die Dimensionen der Fahrzeughöhe und –breite zwar auch unterschiedlich über die Fahrzeugklassen hinweg sind, die Unterschiede sich jedoch nicht so gravierend darstellen, dass eine zusätzliche Normierung über diese Dimensionen des Fahrzeugs notwendig ist. Es wird sich deshalb darauf beschränkt, nur die Fahrzeuglängsachse über dem Radstand zu normieren.

Eine Ermittlung der Massenschwerpunktskoordinaten für die Karosseriederivate Kombi und Cabriolet kann analog durchgeführt werden.

4.4 Massenträgheitsparameter

Neben den Parametern der Massen und Massenschwerpunkte der Körper eines Mehrkörpermodells sind die so genannten Massenträgheitsparameter zur vollständigen Darstellung notwendig. Dazu gehören neben den Massenträgheitsmomenten um die Hauptachsen des einzelnen Körpers auch die Deviationsmomente. Die Deviationsmomente werden wegen ihrer geringen Größe und der relativ geringen Auslenkung der Körper des vorliegenden Funktionsmodells an dieser Stelle vernachlässigt und zu Null gesetzt.

4.4.1 Globale Massenträgheitsmomente

Analog zur Ermittlung der Massenparameter ist es bei der Ermittlung der Massenträgheitsmomente Ziel, über eine Analyse der Massenträgheitsmomente an existierenden Karosserie- modellen Korrelationen zu wichtigen Fahrzeugparametern zu definieren.

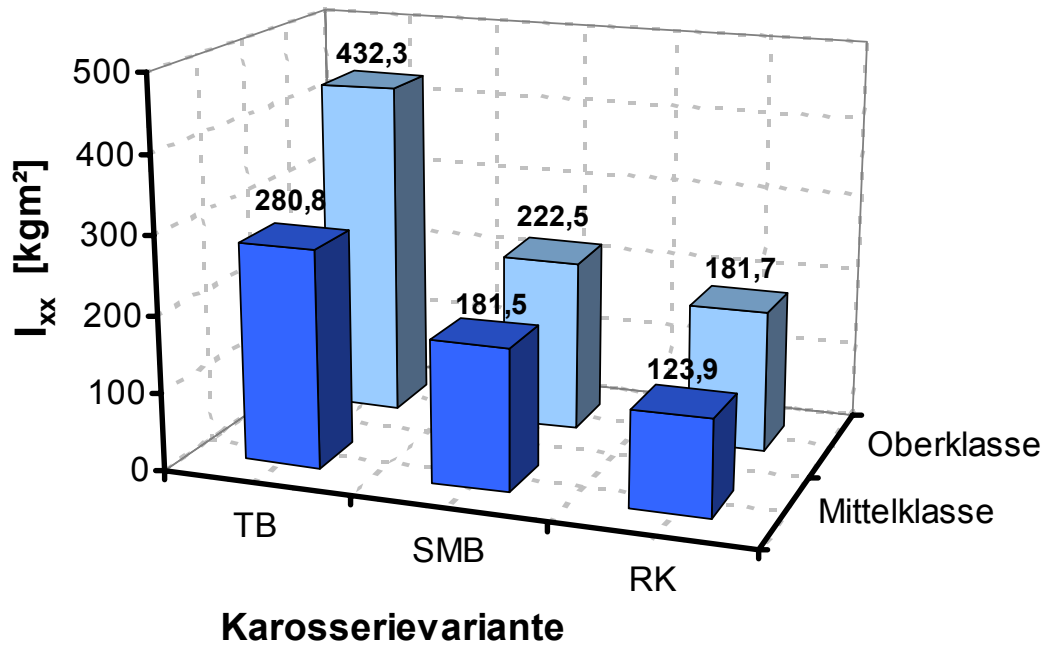


Bild 4.9: Massenträgheitsmomente verschiedener Karosserieklassen und -varianten um die x-Achse

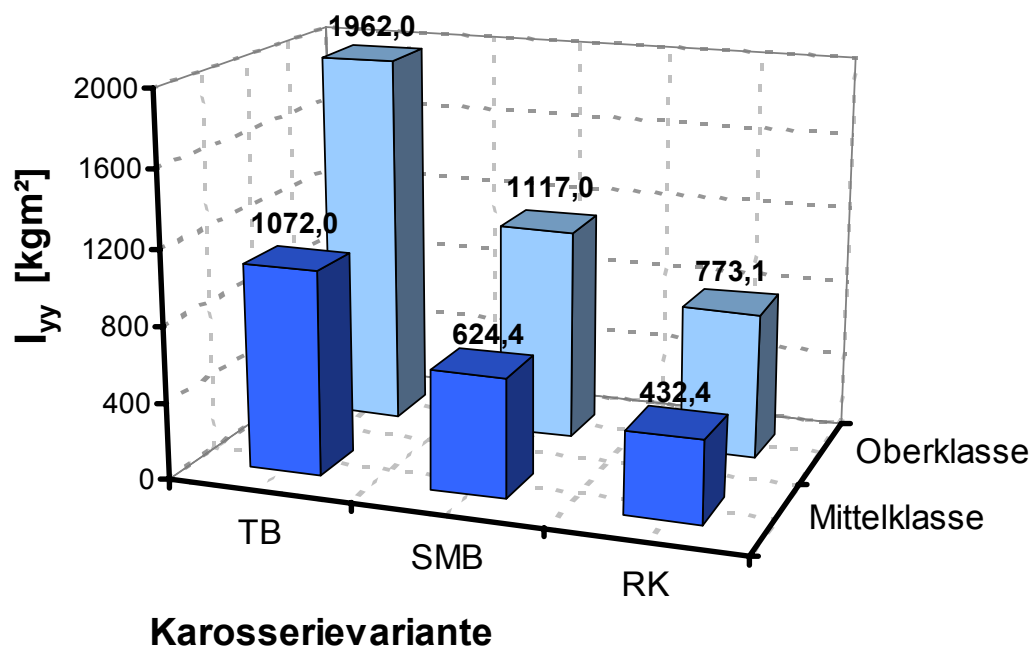


Bild 4.10: Massenträgheitsmomente verschiedener Karosserieklassen und -varianten um die y-Achse

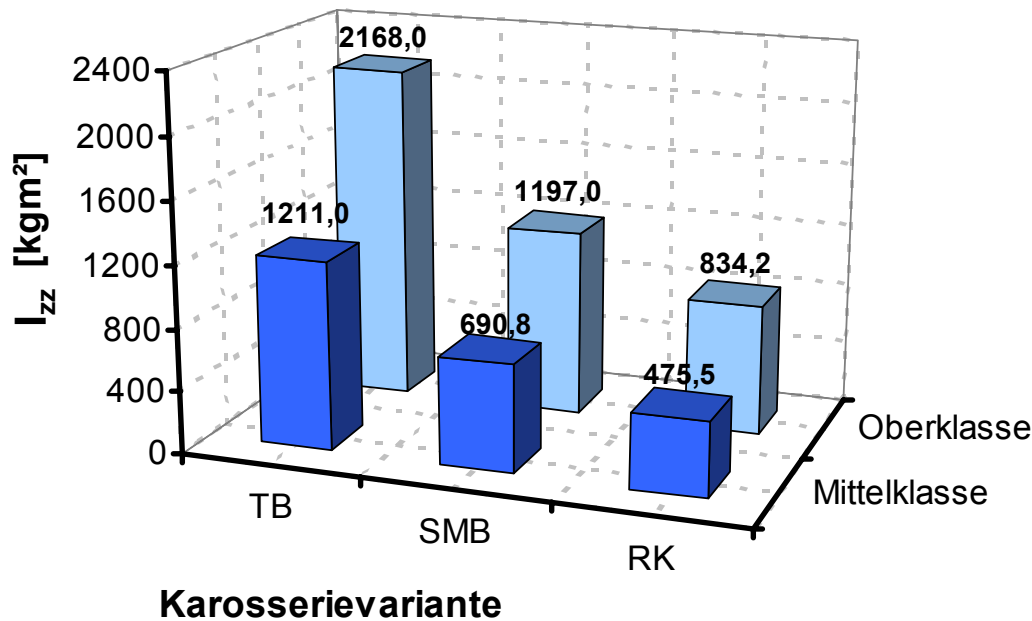


Bild 4.11: Massenträgheitsmomente verschiedener Karosserieklassen und -varianten um die z-Achse

Für die Analyse der Massenträgheitsmomente der Karosserie sind in Bild 4.9 - Bild 4.11 die Massenträgheitsmomente um die Hauptträgheitsachsen der Karosserie über den verschiedenen Karosseriemodellen der Rohkarosserie (RK), der SMB - Karosserie (SMB) und der „Trimmed Body“ - Karosserie (TB) aufgetragen. Für den Nachweis der Allgemeingültigkeit werden jeweils Fahrzeuge sowohl der Mittelklasse, als auch der Oberklasse gegenübergestellt. Aus den Darstellungen der Massenträgheitsmomente ergibt sich in beiden Karosserieklassen eine deutliche Abhängigkeit der Massenträgheiten in den drei Hauptrichtungen von der Masse des Karosseriemodells. Dabei besteht der Zusammenhang, je größer die Masse, desto größer das Massenträgheitsmoment. Weiterhin ist zu erkennen, dass sich ein prozentual anderer Unterschied in den absoluten Werten der Massenträgheitsmomente zwischen der SMB - Karosserie und der „Trimmed Body“ - Karosserie in den betrachteten Karosserieklassen ergibt. Diese Differenz begründet sich darin, dass die Werte der Massenträgheitsmomente in der Oberklassekarosserie vom SMB - Modell zum „Trimmed Body“ - Modell hin stärker zunehmen als bei der Karosserie der Mittelklasse. Der Grund für diese Differenz ist darin begründet, dass die Karosserien verschiedener Fahrzeugklassen zwar ein unterschiedliches Gewicht besitzen, die Standard-Massen-Belegung jedoch immer gleich ist.

Aus der Analyse der Massenträgheitsmomente für die Karosserie eines Fahrzeugs ergibt sich in Analogie zur Abhängigkeit der Massenparameter der Karosserie vom Radstand eines Fahrzeugs folgender formelmäßiger Zusammenhang zwischen den Massenträgheitsmomenten zweier Karosserien.

$$\frac{I_{\text{ges},1}^n}{I_{\text{ges},2}^n} = \frac{m_1}{m_2} \cdot \left(\frac{x_{\text{Radstand},1}}{x_{\text{Radstand},2}} \right)^{3,2} \quad (4.4)$$

Als Erweiterung zur Formel (4.1) bei der Parametrisierung der Massen muss bei der Abbildung der Massenträgheitsmomente die Masse zusätzlich mit berücksichtigt werden.

Für die Ableitung der Massenträgheitsparameter für das Funktionsmodell in der Konzeptphase der Entwicklung wird versucht, diese relative Betrachtung zur Generierung neuer Parameterwerte auf zu lösen. Zu diesem Zweck werden die Massenträgheitsmomente der einzelnen Karosserievarianten über einem Produkt aus Masse und Radstand der Karosserie aufgetragen. Das Ergebnis ist Bild 4.12 zu entnehmen.

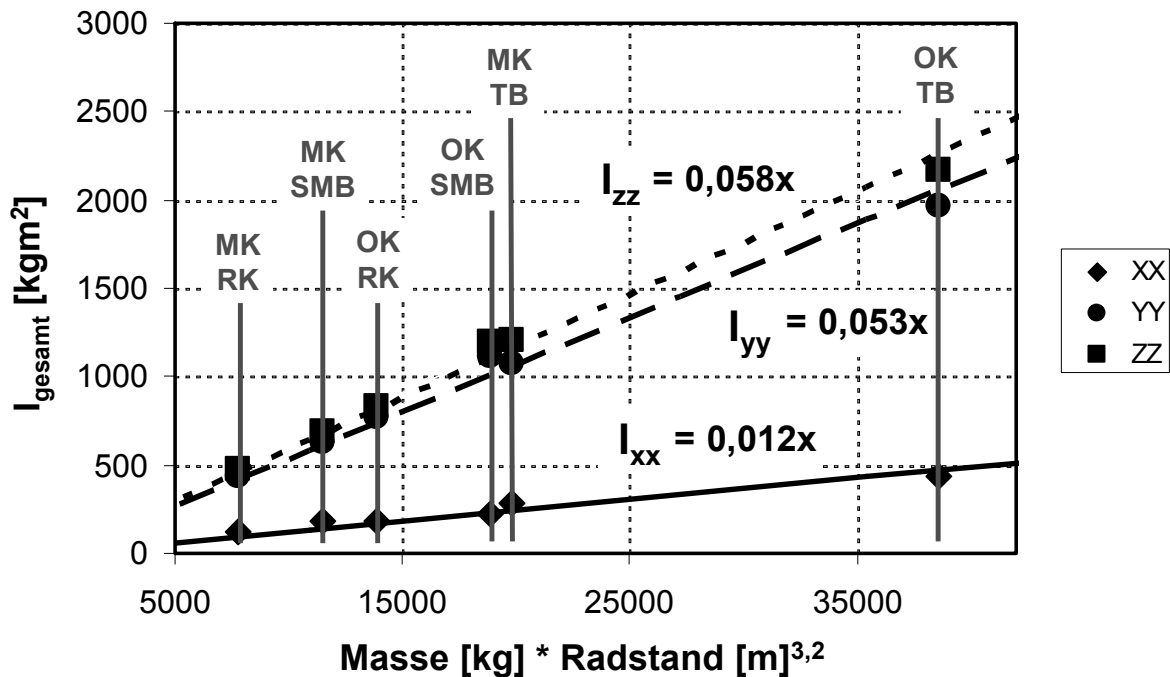


Bild 4.12: Korrelation der Gesamtträgheiten der Limousinenkarosserie mit Masse und Radstand verschiedener Limousinenmodelle

Aus dieser Darstellung lassen sich Bestimmungsgleichungen für die Massenträgheitsmomente um die Hauptachsen der Karosserie ablesen, deren Gültigkeit sich auf die einheitslosen Beträge beschränkt.

$$I_{xx,ges} = 0,012 \cdot m_{ges} \cdot x_{Radstand}^{3,2}$$

$$I_{yy,ges} = 0,053 \cdot m_{ges} \cdot x_{Radstand}^{3,2} \quad (4.5)$$

$$I_{zz,ges} = 0,058 \cdot m_{ges} \cdot x_{Radstand}^{3,2}$$

Bei genauer Analyse der Darstellung in Bild 4.12 erkennt man geringe Abweichungen einzelner Werte von diesen Bestimmungsgleichungen. In Anbetracht des Gültigkeitsbereichs der Aussagen durch diese Bestimmungsgleichungen, welcher sich auf die Konzeptphase der Entwicklung bezieht, können diese Abweichungen vernachlässigt werden.

4.4.2 Trägheitsparameter der Einzelkörper

Ausgehend von den Massenträgheitsmomenten der Karosserie werden die Massenträgheitsmomente für die sechs Körper des Funktionsmodells im Folgenden ermittelt, wobei analog zum Vorgehen bei der Analyse der Massenträgheitsmomente der Karosserie die Massenträgheitsmomente der einzelnen Körper einer Karosserie der Mittelklasse und der Oberklasse gegenübergestellt werden.

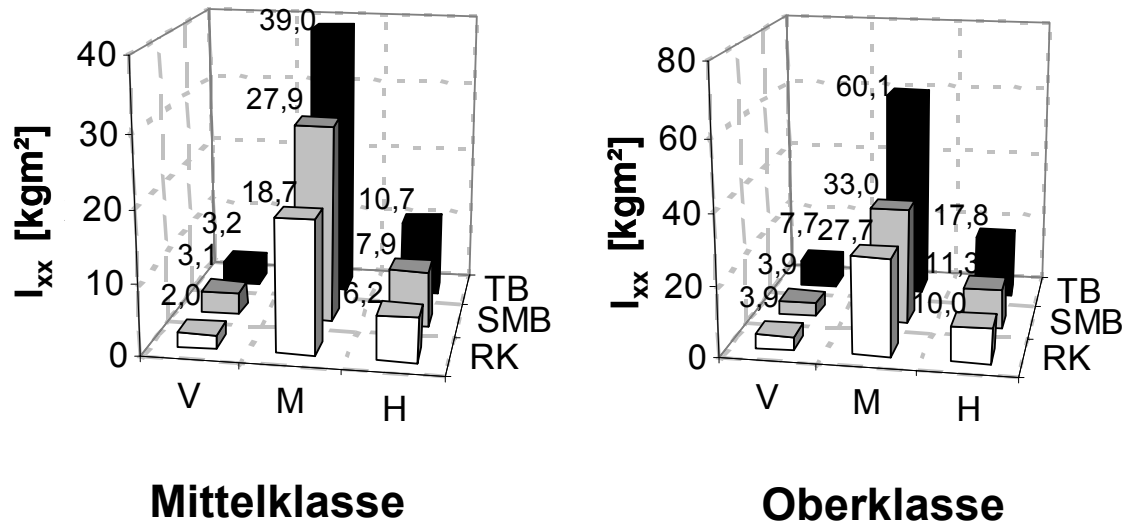


Bild 4.13: Massenträgheitsmomente I_{xx} der Körper des Funktionsmodells

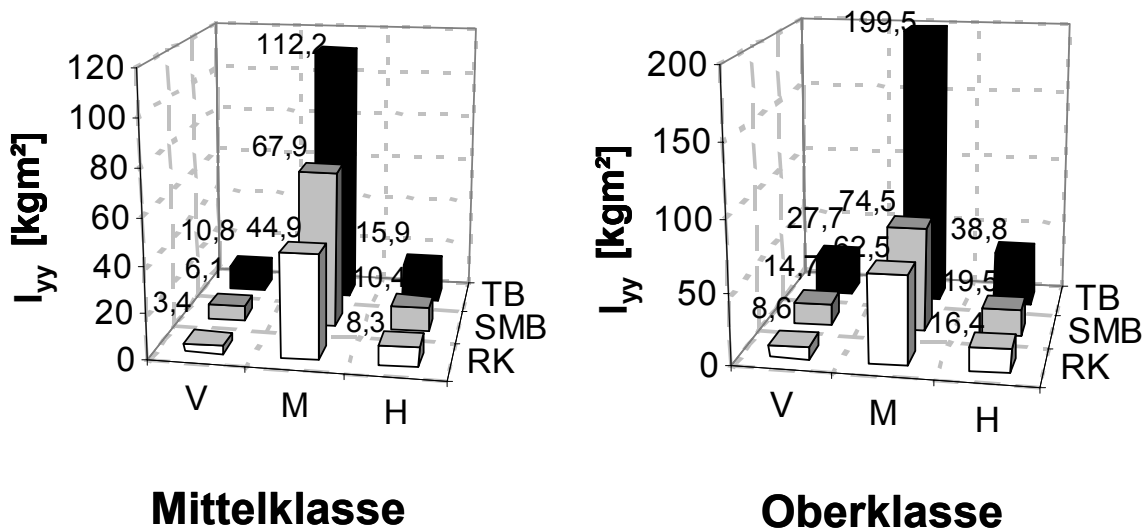


Bild 4.14: Massenträgheitsmomente I_{yy} der Körper des Funktionsmodells

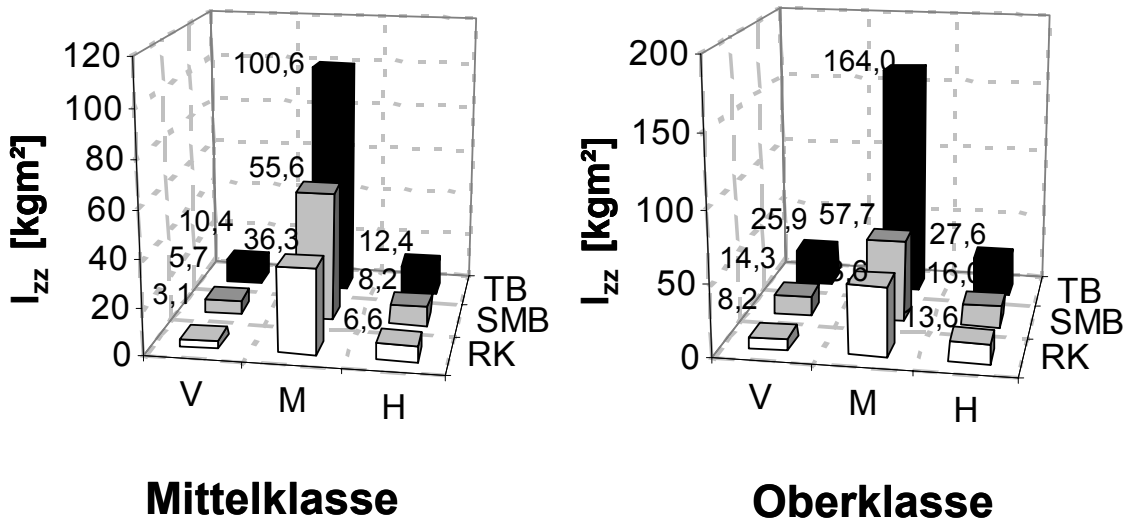


Bild 4.15: Massenträgheitsmomente I_{zz} der Körper des Funktionsmodells

Wie bei der Analyse der Gesamtkarosserie können bei der Analyse der einzelnen Körper ähnliche Aussagen getroffen werden. Es ist sowohl ein ähnlicher Zusammenhang zwischen den unterschiedlichen Karosseriemodellen, als auch den unterschiedlichen Karosserieklassen gegeben. Wobei auch hier deutlich die relative Differenz im Gewichtssprung zwischen der SMB - Karosserie und der „Trimmed Body“ - Karosserie beim Übergang von der Mittelklasse zur Oberklasse zu erkennen ist.

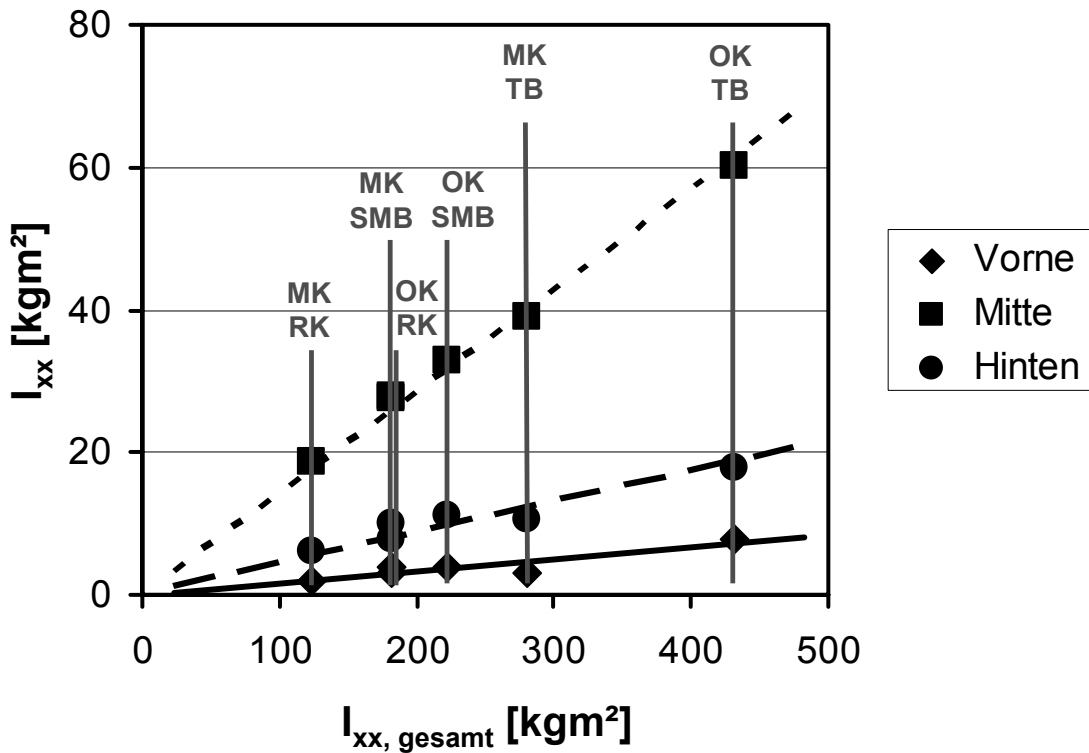


Bild 4.16: Massenträgheitsmomente der einzelnen Körper um die Fahrzeuglängsachse in Bezug auf das Gesamtmassenträgheitsmoment um die Fahrzeuglängsachse

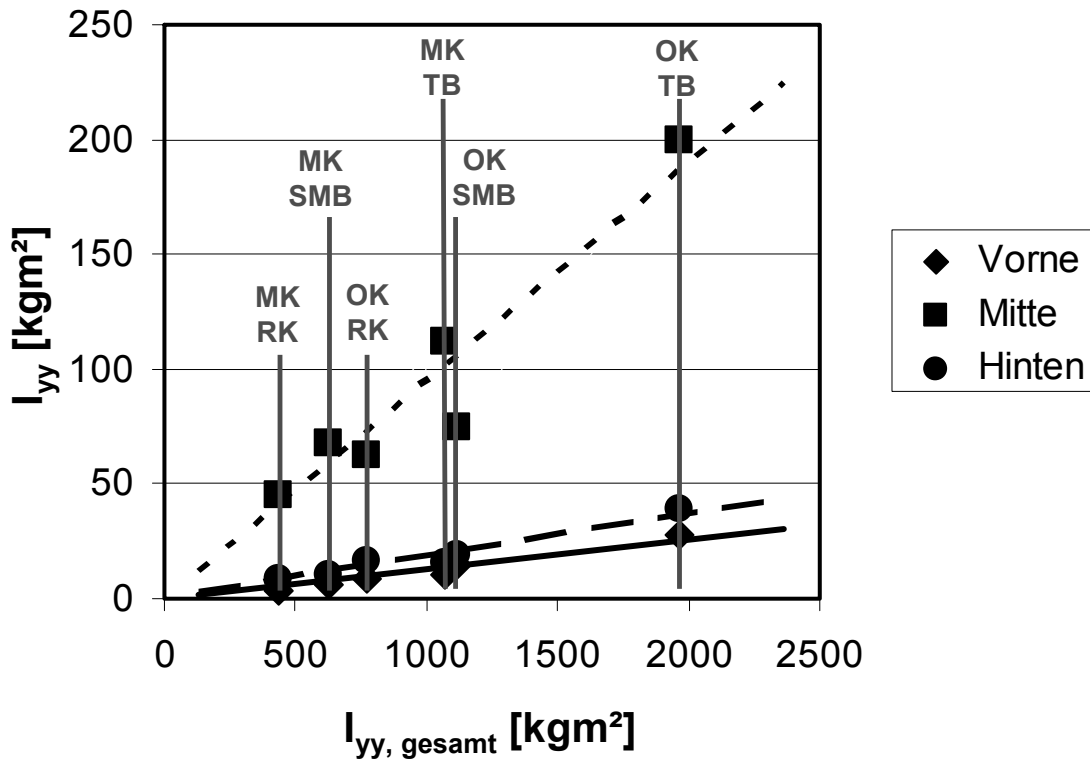


Bild 4.17: Massenträgheitsmomente der einzelnen Körper um die Fahrzeugquerachse in Bezug auf das Gesamtmassenträgheitsmoment um die Fahrzeugquerachse

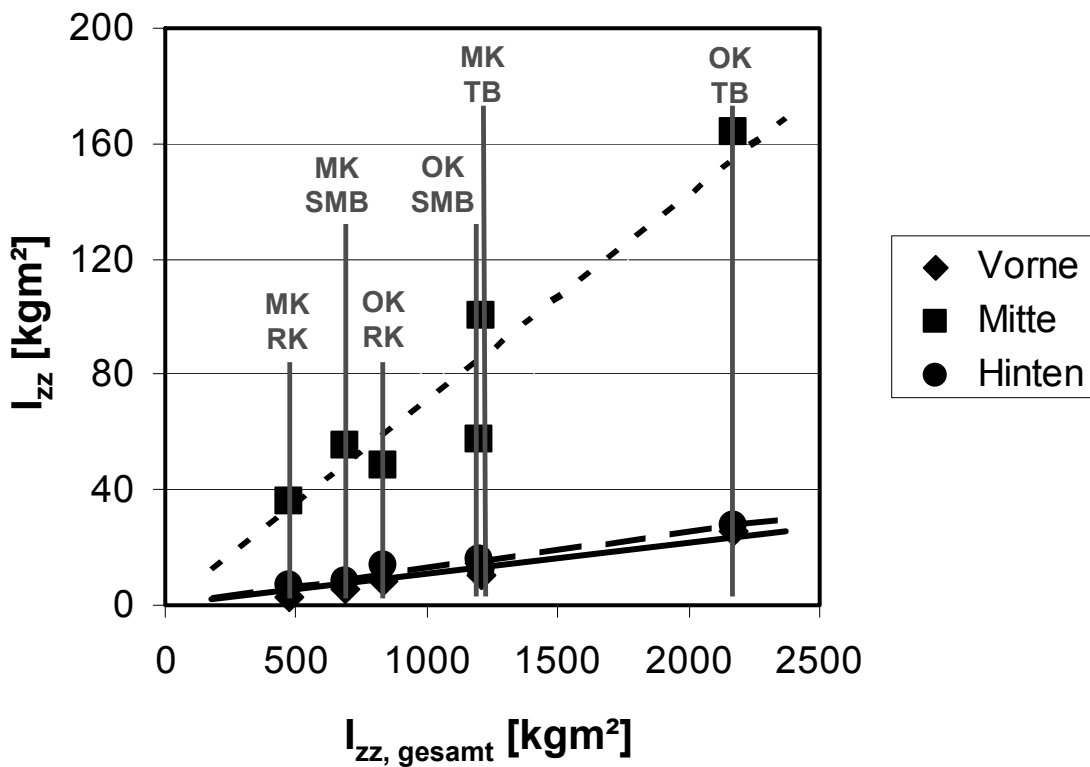


Bild 4.18: Massenträgheitsmomente der einzelnen Körper um die Fahrzeughochachse in Bezug auf das Gesamtmassenträgheitsmoment um die Fahrzeughochachse

Zur Ableitung der einzelnen Massenträgheitsmomente der einzelnen Körper des Funktionsmodells ist eine formelbasierte Definition unabdingbar. Zu diesem Zweck werden die Massenträgheitsmomente der einzelnen Körper, unterschieden nach den Hauptträgheitsachsen, über den Massenträgheitsmomenten der Karosserie in der jeweiligen Richtung aufgetragen. Dies ist in Bild 4.16 - Bild 4.18 dargestellt.

Aus den dargestellten Zusammenhängen ergeben sich folgende Bestimmungsgleichungen für die Massenträgheitsmomente der einzelnen Körper des Funktionsmodells, abhängig von den Massenträgheitsmomenten der Karosserie.

$$I_{xx, \text{Vorne}} = 0,017 \cdot I_{xx, \text{ges}}$$

$$I_{xx, \text{Mitte}} = 0,14 \cdot I_{xx, \text{ges}} \quad (4.6)$$

$$I_{xx, \text{Hinten}} = 0,043 \cdot I_{xx, \text{ges}}$$

$$I_{yy, \text{Vorne}} = 0,013 \cdot I_{yy, \text{ges}}$$

$$I_{yy, \text{Mitte}} = 0,095 \cdot I_{yy, \text{ges}} \quad (4.7)$$

$$I_{yy, \text{Hinten}} = 0,019 \cdot I_{yy, \text{ges}}$$

$$I_{zz, \text{Vorne}} = 0,011 \cdot I_{zz, \text{ges}}$$

$$I_{zz, \text{Mitte}} = 0,071 \cdot I_{zz, \text{ges}} \quad (4.8)$$

$$I_{zz, \text{Hinten}} = 0,013 \cdot I_{zz, \text{ges}}$$

Setzt man in die Formeln aus (4.6) - (4.8) die Formeln (4.5) ein, ergeben sich Massenträgheitsmomente der sechs Körper des Funktionsmodells, die nur von der Gesamtmasse der Karosserie und dem Radstand abhängig sind.

$$I_{xx, \text{Vorne}} = 2,0^{-4} \cdot m_{\text{ges}} \cdot x_{\text{Radstand}}^{3,2}$$

$$I_{xx, \text{Mitte}} = 1,7^{-3} \cdot m_{\text{ges}} \cdot x_{\text{Radstand}}^{3,2} \quad (4.9)$$

$$I_{xx, \text{Hinten}} = 5,2^{-4} \cdot m_{\text{ges}} \cdot x_{\text{Radstand}}^{3,2}$$

$$I_{yy, \text{Vorne}} = 6,9^{-5} \cdot m_{\text{ges}} \cdot x_{\text{Radstand}}^{3,2}$$

$$I_{yy, \text{Mitte}} = 5,1^{-3} \cdot m_{\text{ges}} \cdot x_{\text{Radstand}}^{3,2} \quad (4.10)$$

$$I_{yy, \text{Hinten}} = 1,1^{-3} \cdot m_{\text{ges}} \cdot x_{\text{Radstand}}^{3,2}$$

$$\begin{aligned} I_{zz, \text{Vorne}} &= 6,4^{-4} \cdot m_{\text{ges}} \cdot x_{\text{Radstand}}^{3,2} \\ I_{zz, \text{Mitte}} &= 4,1^{-3} \cdot m_{\text{ges}} \cdot x_{\text{Radstand}}^{3,2} \\ I_{zz, \text{Hinten}} &= 7,5^{-4} \cdot m_{\text{ges}} \cdot x_{\text{Radstand}}^{3,2} \end{aligned} \quad (4.11)$$

4.5 Zusammenfassung

Es wird in diesem Kapitel ausgehend von der Analyse bestehender Karosserien ein möglicher Weg aufgezeigt die Trägheitsparameter des Funktionsmodells zu bestimmen. Zu diesem Zweck wird eine Korrelation zum Radstand und Gesamtgewicht des Fahrzeugs entwickelt, da diese Parameter relativ früh im Entwicklungsprozess zur Verfügung stehen. Mit Hilfe dieser Zusammenhänge ist es sehr schnell möglich, Funktionsmodelle neuer Konzepte schlüssig mit den wichtigsten realen Parametern zu füllen.

Aus der grafischen Darstellung der obigen Ableitungen sind zum Teil kleinere Abweichungen zu erkennen. Dies ist in so weit nicht weiter von Bedeutung, da der Wissenstand, der durch diese Vorgehensweise zu einem sehr frühen Entwicklungszeitpunkt generiert wird, weit über dem Niveau dessen ist, was tatsächlich zu diesem Zeitpunkt schon bekannt ist. Im Entwicklungsalltag wird aus diesem Grund meist auf Vorgängermodelle zurückgegriffen, deren Daten auch nur eine grobe Abschätzung liefern können.

Durch die entwickelte konzepthafte Ableitung der Trägheitsparameter des Fahrzeugs ist eine stochastische Plausibilisierung der Trägheitsparameter gelungen, welche für evolutionäre Konzeptentwicklungen gültig ist.

5 Virtuelle Parameter des Funktionsmodells

Das Funktionsmodell der Karosserie für die Konzeptphase der Fahrzeugentwicklung stellt eine Darstellung der Eigenformen der realen Karosserie dar. Der Bezug zur realen Karosserie wird dabei im Kapitel 4 durch die Ermittlung der realen Trägheitsparameter hergestellt. Da es sich bei dem Funktionsmodell um eine Reduzierung der Karosserie handelt, ist es nicht möglich, die Eigenformen mit einem Funktionsmodell darzustellen, welches in seiner Gänze aus realen Parametern besteht.

In dem folgenden Kapitel wird auf die Arten der virtuellen Parameter des Funktionsmodells eingegangen. Es wird daran anschließend die Frage geklärt, wie diese Parameter definiert und ermittelt werden können. Dazu wird im Rahmen dieser Arbeit eine durchgängige Parameteridentifikation aufgebaut. Die Elemente dieser Parameteridentifikation werden ausführlich dargestellt.

5.1 Definition der virtuellen Parameter

Zur Definition der virtuellen Parameter sei Bild 5.1 angeführt.

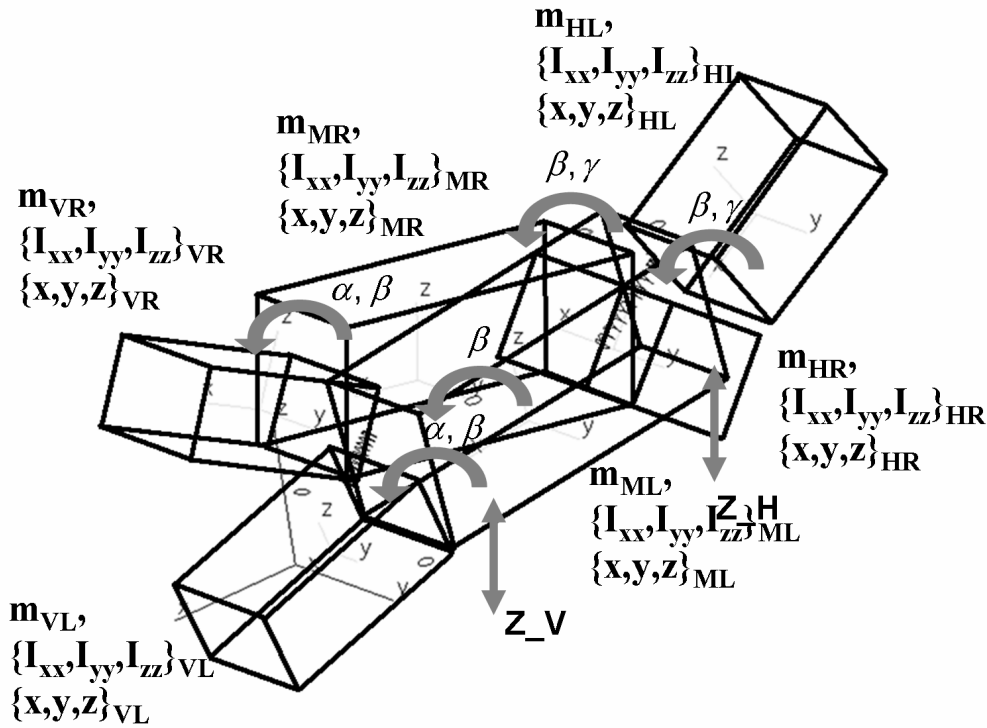


Bild 5.1: Funktionsmodell mit Beschreibung der Parameter

Aus Bild 5.1 gehen die realen Parameter Massen, Massenschwerpunkte und Massenträgheitsmomente hervor, welche im vorhergehenden Kapitel abgeleitet worden sind. Daneben gibt es Parameter des Funktionsmodells, die sich nicht aus statistischen Betrachtungen von vorhandenen Karosserien ergeben. Die drei verschiedenen Arten von zusätzlichen Parametern werden im Folgenden erläutert.

5.1.1 Gelenkorte

Im Funktionsmodell sind die starren Körper untereinander mit Gelenken verbunden, die die mechanischen Freiheitsgrade des Systems Funktionsmodell festlegen. Bei näherer Analyse der Gelenke wird der Einfluss der Gelenkorte x_i auf die Massenträgheitsmomente I_i und damit auf die Eigenfrequenzen und Eigenformen des Funktionsmodell deutlich, was im so genannten Steiner'schen Satz über die Masse m [4] formuliert ist.

$$\tilde{I}_i = I_i + (s_x x_j^2 + s_y x_k^2) \cdot m \quad \left. \begin{matrix} i \\ j \\ k \end{matrix} \right\} = 1, 2, 3 \quad (5.1)$$

Um den Einfluss der Massenträgheitsmomente für die Definition des Funktionsmodells ausnützen zu können, stellt sich die Frage, wie die Gelenke zwischen den Körpern positioniert werden müssen. Durch die Orte der Gelenke lässt sich neben der Lage der Eigenfrequenzen des Funktionsmodells, auch die Gestalt der Eigenformen verändern, was anschaulich zu beweisen ist.

Nachdem die Art der Gelenke, die sich aus der Art der Freiheitsgrade zwischen den Körpern ergeben, bereits in Kapitel 3 bestimmt worden ist, muss analysiert werden, welche Gelenke direkten Einfluss auf die Gestalt der Eigenformen haben.

Bei der Analyse der beiden Biegeeigenformen des Funktionsmodells, stellt sich heraus, dass die Gelenkorte der Gelenke zwischen den vorderen und mittleren, sowie den mittleren und hinteren Körpern von Interesse sind. Das mittlere Gelenk hat keinerlei Einfluss auf die beiden Biegeeigenformen, da bei den Biegeeigenformen die beiden mittleren Körper keine Relativbewegung gegeneinander ausführen. Die relevanten Gelenke für die Biegeeigenformen besitzen jeweils zwei Freiheitsgrade, welche sich aus Bild 3.23 ergeben. Für die Darstellung der Biegeeigenformen sind allerdings nur die Freiheitsgrade um die Fahrzeugquerachse (β) von Bedeutung, da es sich bei diesen Eigenformen um reine Verformungen in der Fahrzeuginnen-/Fahrzeughochrichtung handelt. Daraus resultiert, dass für die Darstellung der Biegeeigenformen die Positionen der Gelenke zwischen vorderen / mittleren und mittleren / hinteren Körpern in Fahrzeuginnenrichtung von Bedeutung sind. Die Position dieser Gelenke in Fahrzeuginnenrichtung (x) ist durch die Aufteilung der Karosserie in sechs Körper des Funktionsmodells bereits vorgegeben. Die Position in Fahrzeugquerrichtung (y) ist für die angesprochenen Eigenformen ohne Einfluss. Daraus ergeben sich aus der Betrachtung der Biegeeigenformen der Karosserie zwei Parameter des Funktionsmodells, welche nicht aus einer einfachen statistischen Analyse ermittelt werden können und deshalb zusätzlich identifiziert werden müssen.

Aus der Analyse der 1. Torsionseigenform der Karosserie ergibt sich, dass die linke und rechte Seite des Funktionsmodells in sich relativ steif bleiben und die Körper damit keine Relativbewegung gegeneinander ausführen. Daraus resultieren keine besonderen Anforderungen an die Gelenke in den beiden Seiten. Bei dem Gelenk zwischen den beiden Seiten, welches einen Rotationsfreiheitsgrad (β) um die Fahrzeugquerachse besitzt, ergibt sich jedoch ein Einfluss der Position des Gelenks auf die globalen Eigenformen des Funktionsmodells. Je nach Position des Gelenks entlang der Fahrzeuginnenachse variiert die Gestalt der 1. Torsionseigenform im Funktionsmodell. Die Position des Gelenks muss damit im Kreuzungspunkt der beiden Seiten bei der 1. Torsionseigenform liegen. Diese Position, welche sich auch über den Radstand definiert, muss aber nur einmal festgelegt und damit nicht über eine Parametervariation identifiziert werden.

Bei der Vorderwagentorsion muss das Funktionsmodell eine Rotationsbewegung (α) der beiden vorderen Körper um die Fahrzeuginnenachse gegenüber dem restlichen Fahrzeug ermöglichen. Aus diesem Grund besitzen die Gelenke zwischen den vorderen und mittleren Körpern neben den Freiheitsgraden um die Fahrzeugquerachse auch einen Freiheitsgrad um die Fahrzeuginnenachse. Aus der Untersuchung der Biegeeigenformen ist die Position dieser Gelenke

in Fahrzeughochrichtung bereits als Parameter des Funktionsmodells identifiziert. Deshalb ist nur noch die Position des Gelenks in Fahrzeugquerrichtung von Bedeutung.

Die Vorderwagentorsion beinhaltet eine starke Verformung der Karosserie an den Seiten des Vorderwagens. Um eine solche Verformung des Funktionsmodells zu erreichen, ist eine Positionierung des Gelenks am äußeren Rand der Karosserie nicht sinnvoll. Eine Positionierung eher in der Mitte der Karosserie erscheint hier viel versprechender. Da der mögliche Parameterbereich für die Variation der Gelenkposition in Fahrzeugquerrichtung aber relativ gering ist, wird auf die Definition eines zusätzlichen Parameters zum Erreichen des Ziels ein „möglichst einfaches Funktionsmodell abzuleiten“ verzichtet und die Position des Gelenks in der Mitte der beiden Massenschwerpunkte des vorderen und mittleren Körpers definiert, um einen festen Zusammenhang aus der Karosseriestruktur zu ermitteln.

Eine Aufstellung der Gelenke des Funktionsmodells ist in Tabelle 5.1 gegeben.

Tabelle 5.1: Zusammenfassung der Positionierung der Gelenke des Funktionsmodells

Gelenk	Koordinate	Beschreibung
Vorne / Mitte	x	Motorstirnwand
	y	Mitte zwischen den Schwerpunkten des vorderen und mittleren Körpers
	z	Identifikationsparameter (Z_V)
Mitte links / rechts	x	Knotenpunkt zwischen linker und rechter Seite bei der Eigenform der 1. Torsion
	y	Symmetrieebene des Funktionsmodells ($y = 0$)
	z	Schwerpunktshöhe des linken und rechten mittleren Körpers
Mitte / Hinten	x	Fersenblech
	y	Mitte zwischen den Schwerpunkten des mittleren und hinteren Körpers
	z	Identifikationsparameter (Z_H)

Zusammenfassend lässt sich sagen, dass sich aus der Untersuchung der Eigenformen der Karosserie zwei virtuelle Parameter (Z_V , Z_H) des Funktionsmodells ergeben, deren Identifikation nicht an Hand statistischer Analysen durchgeführt werden kann und deshalb auf andere Art und Weise bestimmt werden.

5.1.2 Federsteifigkeiten

Die Eigenfrequenzen eines mechanischen Systems ergeben sich vereinfacht aus der allgemeinen Formel (5.2).

$$\omega = \sqrt{\frac{c}{m}} \quad (5.2)$$

Nach der Festlegung der Massenparameter m des Funktionsmodells aus der statistischen Analyse sind nach Formel (5.2) die Steifigkeiten c des Funktionsmodells diejenigen Parameter, mit deren Hilfe das globale Schwingverhalten des mechanischen Systems Funktionsmodell eingestellt werden kann. Die Art der Steifigkeiten des Systems ergibt sich daraus anschaulich aus der Art der Freiheitsgrade. Ein Überblick über die implementierten Steifigkeitsparameter ist zur Einführung in Bild 5.2 gegeben.

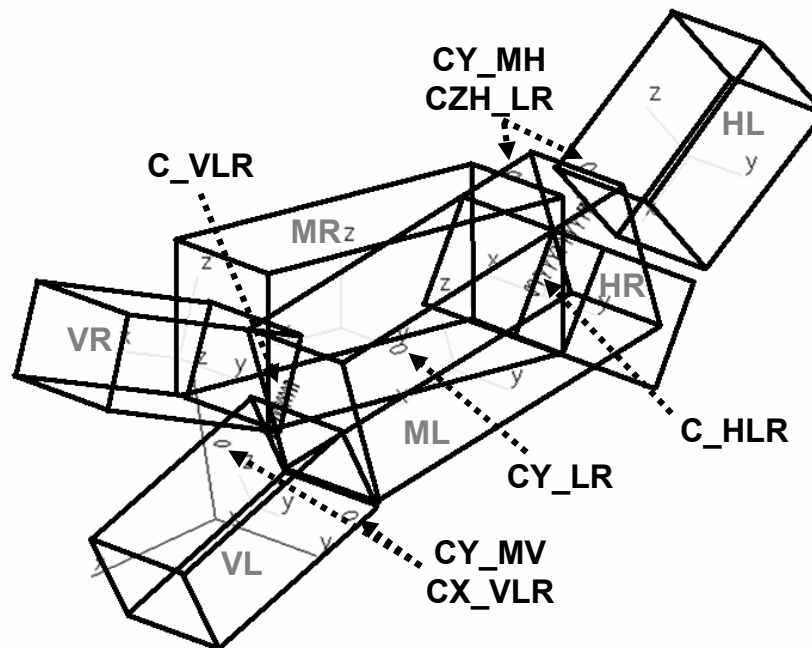


Bild 5.2: Funktionsmodell mit Federn

Die Biegeeigenformen werden idealisiert dargestellt als reine Verformungen in der Fahrzeuglängs-/Fahrzeughochebene. Daraus wird deutlich, dass die sechs Körper des Funktionsmodells nur Relativbewegungen in Form von Rotationen gegeneinander ausführen können. Daraus ergibt sich für die Federn zwischen den vorderen / mittleren und mittleren / hinteren Körpern eine Anforderung an die Torsionssteifigkeit um die Fahrzeugquerachse. Durch die Symmetrie des Funktionsmodells bezüglich der Fahrzeughochachse ergeben sich aus dieser Betrachtung zwei Parameter (CY_{MV} , CY_{MH}) für das Funktionsmodell, die identifiziert werden müssen.

Analog zur Analyse der Gelenkorte ergibt sich aus der 1. Torsionseigenform nur eine Anforderung an die Federsteifigkeit zwischen der linken und rechten Seite des Funktionsmodells.

Da das implementierte Gelenk zur Darstellung der 1. Torsionseigenform zwischen den beiden mittleren Körpern nur einen Rotationsfreiheitsgrad um die Fahrzeugquerachse (β) besitzt, ergibt sich für die parallel realisierte Feder ebenfalls ein Torsionssteifigkeitsparameter um die Fahrzeugquerachse (CY_LR).

Durch die Vorderwagenverdrehung um die Fahrzeuglängsachse bei der Vorderwagentorsion ergibt sich für die Federn zwischen den vorderen und mittleren Körpern der beiden Funktionsmodellseiten eine weitere Anforderung in Form einer Torsionssteifigkeit um die Fahrzeuglängsachse. Durch die Symmetrie des Funktionsmodells ergibt sich daraus ein weiterer Parameter des Funktionsmodells (CX_VLR).

Um die Relativbewegungen der Körper der linken und rechten Seiten stärker zu koppeln, sind zwei weitere Federn im Funktionsmodell realisiert, die jeweils eine Torsionssteifigkeit um die Fahrzeugquerachse beinhalten und zwischen den beiden vorderen, sowie den beiden hinteren Körpern platziert sind. Damit ergeben sich zwei weitere Parameter für das Funktionsmodell (C_VLR, C_HLR). Im Gegensatz zu den vorhergehenden Federsteifigkeitsparametern sind diese Federsteifigkeiten nicht parallel zu einem Gelenk positioniert.

In Tabelle 5.2 sind die ermittelten Steifigkeitsparameter des Funktionsmodells abschließend zusammengestellt.

Tabelle 5.2: Steifigkeitsparameter des Funktionsmodells

Ort	Feder	Beschreibung
Vorne / Mitte	CY_MV	Torsionssteifigkeit um die Fahrzeugquerachse
	CX_VLR	Torsionssteifigkeit um die Fahrzeuglängsachse
Mitte links / rechts	CY_LR	Torsionssteifigkeit um die Fahrzeugquerachse
Mitte / Hinten	CY_MH	Torsionssteifigkeit um die Fahrzeugquerachse
	CZH_LR	Torsionssteifigkeit um die Fahrzeuglängsachse
Vorne links / rechts	C_VLR	Torsionssteifigkeit um die Fahrzeugquerachse zwischen den beiden vorderen Körpern
Hinten links / rechts	C_HLR	Torsionssteifigkeit um die Fahrzeugquerachse zwischen den beiden hinteren Körpern

Bei der zweiten Federsteifigkeit zwischen den mittleren und hinteren Körpern (CZ_HLR) aus Tabelle 5.2 handelt es sich um eine zusätzliche Steifigkeit die für die Darstellung der Eigenformen der Kombikarosserie benötigt wird. Zur Anwendbarkeit des Funktionsmodells über alle Karosseriederivate hinweg, wird dieser Parameter jedoch schon an dieser Stelle eingeführt.

5.1.3 Dämpfungsparameter

Bei der Karosserie eines Fahrzeugs handelt es sich aus strukturdynamischer Sicht um ein schwach gedämpftes mechanisches System. Diese Dämpfung ist in der realen Karosseriestruktur nur schwer zu identifizieren. Eine Möglichkeit besteht darin, eine so genannte modale Dämpfung zu bestimmen. Dabei wird die Dämpfung für jede Eigenform ermittelt. Dies kann im experimentellen Versuch bei einer Modalanalyse der Karosserie durchgeführt werden.

Bei der Umsetzung der Dämpfung der Karosserie im Funktionsmodell wird der umgekehrte Weg gegangen. Durch Realisierung einer Dämpfung für jede globale Eigenform, also eine modale Dämpfung, wird die Dämpfung der realen Karosseriestruktur idealisiert. Für die Implementierung der modalen Dämpfung im Funktionsmodell ist es notwendig, Dämpferelemente in das Mehrkörpersystem einzufügen.

Tabelle 5.3: Dämpfungsparameter des Funktionsmodells

Ort	Dämpfer	Beschreibung
Vorne / Mitte	DY_MV	Torsionsdämpfung um die Fahrzeugquerachse
	DX_VLR	Torsionsdämpfung um die Fahrzeuglängsachse
Mitte links / rechts	DY_LR	Torsionsdämpfung um die Fahrzeugquerachse
Mitte / Hinten	DY_MH	Torsionsdämpfung um die Fahrzeugquerachse
	DZH_LR	Torsionsdämpfung um die Fahrzeuglängsachse
Vorne links / rechts	D_VLR	Torsionsdämpfung um die Fahrzeugquerachse zwischen den beiden vorderen Körpern
Hinten links / rechts	D_HLR	Torsionsdämpfung um die Fahrzeugquerachse zwischen den beiden hinteren Körpern

Bei der Analyse der Steifigkeitsparameter des Funktionsmodells sind Federsteifigkeiten in das Mehrkörpersystem eingefügt worden, um die globalen Eigenformen der Karosserie abbilden zu können. Bei der Umsetzung der modalen Dämpfungen können deshalb die notwendigen Dämpferelemente analog zu der Vorgehensweise bei der Identifikation der Steifigkeiten identifiziert werden. Damit ergeben sich sieben Dämpferelemente, die parallel zu den Federelementen des Mehrkörpersystems geschaltet werden, was in Bild 3.24 zu sehen ist. In Tabelle 5.3 sind die Dämpferelemente übersichtlich zusammengefasst, deren Beschreibung analog der der Federelemente ist.

5.2 Ziel der Parameteridentifikation

Aus den vorangegangenen Erläuterungen wird deutlich, dass die so genannten virtuellen Parameter nicht direkt aus physikalisch vorhandenen Karosseriemodellen abgeleitet werden können, wie das bei den realen Parametern der Massen, Massenschwerpunkte und Massenträgheitsmomente der Fall ist. Darüber hinaus sind die virtuellen Parameter überaus bedeutend für das Funktionsmodell. Aus der Betrachtung der Formel (5.2) wird deutlich, dass durch die Festlegung der Massenverteilung für ein neues Karosseriemodell bereits ein Parameter zur Variation definiert ist. Damit steht zur aktiven Einflussnahme auf die Eigenfrequenzen, so wie die Eigenformen des Funktionsmodells nur noch der Parameter Steifigkeit zur Verfügung. Aus dieser Tatsache heraus bietet sich die Methode der Parameteridentifikation zur Ermittlung der Steifigkeiten an. Ziel des Funktionsmodells ist es, Variationen der Eigenfrequenzen der globalen Eigenformen bei fest vorgegebenen Massenzielen für die Karosserie zu realisieren. Zu diesem Zweck bleibt dann nur die Variation der Steifigkeiten.

Eine weitere Anforderung an das Funktionsmodell ist die Notwendigkeit eine schnelle Umsetzung der Eigenfrequenzvariationen in einer sehr frühen Phase der Entwicklung zu ermöglichen. Zur Sicherstellung einer effizienten Lösung für diese Anforderung bietet sich wiederum die Parameteridentifikation an. Trotz des gezielten Versuchs, ein möglichst einfaches Funktionsmodell mit einer möglichst geringen Anzahl an Parametern abzuleiten, ist die Anzahl der Parameter für ein manuelles „Ausprobieren“ zu groß, um in einer vertretbaren Versuchsdauer zu einem ausreichend guten Ergebnis zu gelangen.

Aus diesen Gründen ist die effektivste Methode zur Bestimmung der virtuellen Parameter, auch vor dem Hintergrund eines späteren Variationseinsatzes, die Anwendung der mathematischen Optimierung. Mit Hilfe dieser Optimierung soll eine effiziente und schnelle Methode der Parameteridentifikation umgesetzt werden.

5.3 Strategien der Parameteridentifikation

Aus den Ableitungen der Parameter des Funktionsmodells lassen sich zusammenfassend 58 Parameter nennen, die für eine vollständige Definition des Funktionsmodells notwendig sind. Diese Parameter teilen sich auf in 42 reale und 16 virtuelle Parameter, was in Bild 5.3 skizziert ist. Die Ableitung der realen Parameter ist in Kapitel 4 bereits durchgeführt worden. Für die Ermittlung der 16 virtuellen Parameter ist das Mittel der mathematischen Optimierung als Ziel führend identifiziert. Die relativ große Anzahl von Parametern, die an Hand einer Optimierung ermittelt werden soll, erschwert das Erreichen einer Konvergenz beim verwendeten Optimierungsverfahren, welches im Anschluss erläutert wird. Vorher werden einige Strategien für diese Parameteridentifikation neu entwickelt, um das Parameteridentifikationsproblem in einzelne sinnvolle Teilprobleme aufzuspalten. Damit soll eine Vereinfachung des Parameteridentifikationsproblems erreicht werden. Bei den implementierten Strategien han-

delt es sich dabei zum einen um die Unterscheidung der optimierten Parameter nach ihren Einflussbereichen, zum anderen wird eine Unterscheidung nach dem Gütekriterium vorgenommen.

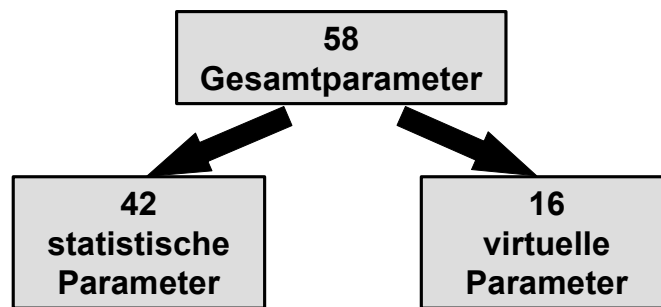


Bild 5.3: Aufteilung der Parameter des Funktionsmodells in zwei Klassen

5.3.1 Steifigkeitsidentifikation – Dämpfungsidentifikation

Aus der Ableitung der Optimierungsparameter ist eine erste Teilung des Identifikationsproblems anschaulich deutlich.

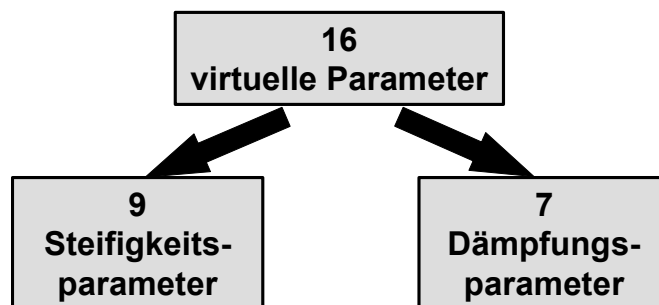


Bild 5.4: Klassifizierung der virtuellen Parameter des Funktionsmodells

Die virtuellen Parameter setzen sich, wie in Bild 5.4 zu erkennen, aus Parametern der Federsteifigkeiten und Dämpfungsparameter zusammen, wobei die beiden Parameter der Gelenkorte - siehe Kapitel 3 - dabei aus identifikationsorganisatorischer Sicht zu den Steifigkeitsparametern gezählt werden. Diese Aufteilung wird ebenfalls in der vorliegenden Parameteridentifikation vorgenommen. Grundlage für diese Entscheidung ist die Tatsache, dass im Funktionsmodell nur eine schwache modale Dämpfung integriert werden soll. Damit verbunden ist, dass die Dämpfung der Eigenfrequenzen bzw. -formen relativ gering ist und damit nur einen sehr kleinen, respektive vernachlässigbar kleinen, Einfluss auf die Lage der Eigenfrequenzen besitzt. Dies bedeutet, dass eine Identifizierung der Dämpfungsparameter die Lage der Eigenfrequenzen nicht verändert, was in Bild 5.5 an einem einfachen Ein-Massen-Schwinger gezeigt wird.

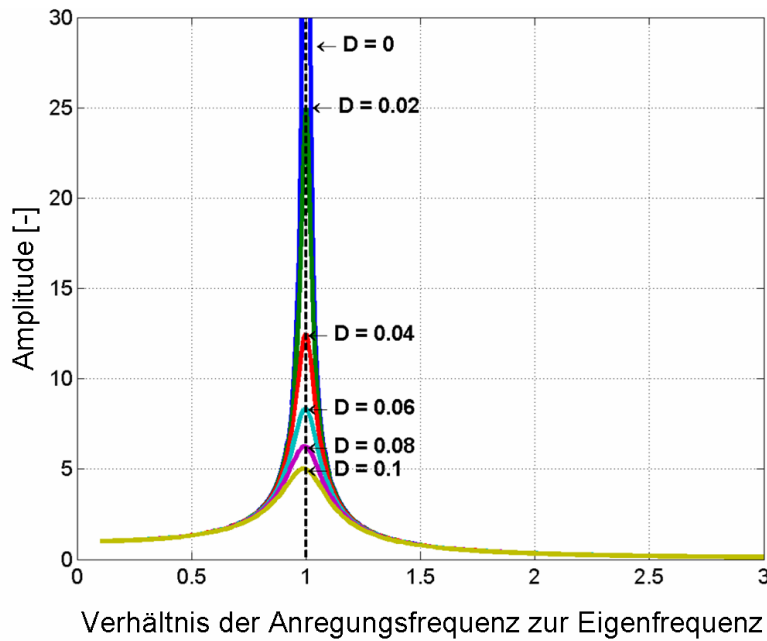


Bild 5.5: Einfluss einer geringen Dämpfung $\leq 10\%$ auf die Lage der Eigenfrequenz

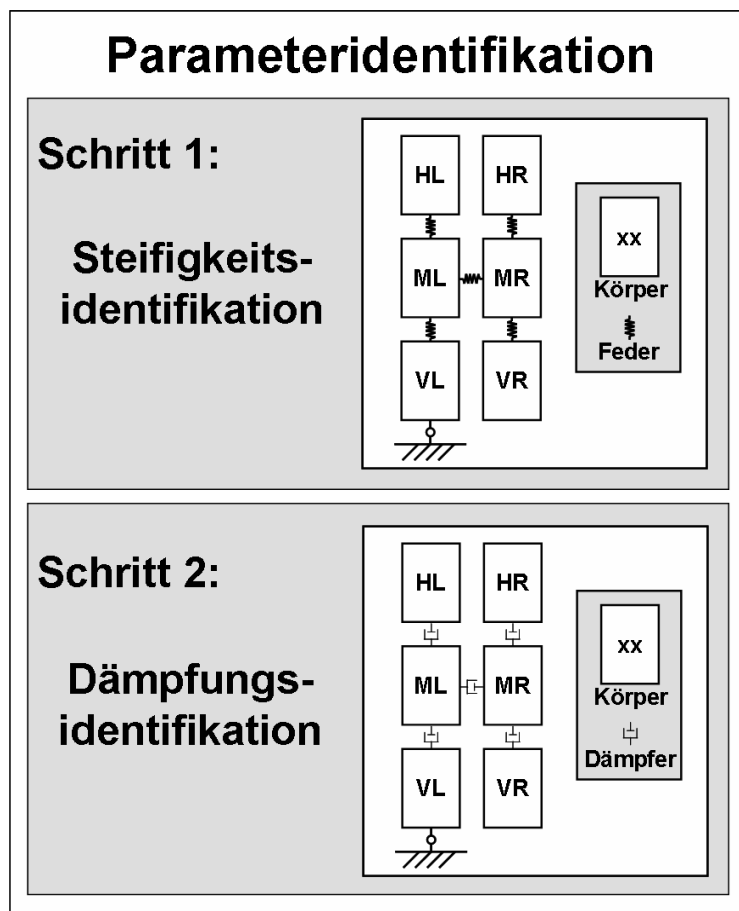


Bild 5.6: Aufteilung der Identifikation in Steifigkeits- und Dämpfungsidentifikation

Auf dieser Feststellung beruhend lässt sich auch die Reihenfolge der Lösung der Identifikations-teilprobleme Steifigkeits- und Dämpfungsidentifikation ableiten. Da eine Identifikation

der Dämpfungsparameter bis zu einer modalen Dämpfung von 10 % die Eigenfrequenzlagen nicht relevant verändert, kann die Identifikation der Steifigkeitsparameter als erstes Teilproblem gelöst werden. Damit können die Eigenfrequenzlagen und die dazugehörigen Eigenformen eingestellt und anschließend korrekt bedämpft werden. Das Vorgehen ist in Bild 5.6 zusammengestellt.

Bei der Dämpfungsidentifikation ist keine weitere Aufteilung des Identifikationsproblems notwendig, da es sich dabei um ein relativ einfaches Identifikationsproblem mit sieben Identifikationsparametern handelt. Anders sieht dies jedoch bei der Identifikation der Steifigkeitsparameter aus.

5.3.2 Biegeidentifikation – Torsionsidentifikation

Bei der Identifikation der Steifigkeitsparameter ist durch die gegebene physikalische Form des Funktionsmodells eine einfache einmalige Parameteridentifikation nach allen neun Parametern nicht Ziel führend. Aus diesem Grund wird dieses Teilidentifikationsproblem ein zweites Mal aufgeteilt.

Aus der Ableitung der Körper und der Gelenke des Funktionsmodells wurde die Karosserie zuerst auf die Biegeeigenformen hin untersucht und anschließend auf die Torsionseigenformen. Diese Aufteilung ist so auch bei der Parameteridentifikation realisierbar. Dabei können, Bezug nehmend auf die Ableitung des Funktionsmodells aus Kapitel 3, die neun Parameter aufgeteilt werden in Parameter, die bei der Parameteridentifikation der Biegeeigenformen verwendet werden sollen und Parameter, die bei der Torsionsidentifikation bestimmenden Charakter aufweisen. Zur so genannten Biegeidentifikation werden die beiden Gelenkorte (Z_V , Z_H) und die Torsionssteifigkeiten um die Fahrzeugquerachse zwischen den vorderen / mittleren (CY_{MV}) und mittleren / hinteren (CY_{MH}) Körpern ausgewählt. Damit ergeben sich insgesamt vier Parameter für dieses Identifikationsproblem. Für die Parameteridentifikation der Torsionseigenformen bleiben damit fünf Steifigkeitsparameter (CY_{LR} , C_{VLR} , C_{HLR} , CX_{VLR} , CZ_{HLR}) übrig, was in Bild 5.7 dargestellt ist.

Wichtig ist an dieser Stelle, dass diese Aufteilung des Identifikationsproblems nur in der Reihenfolge Biege-/ Torsionsidentifikation vorgenommen werden kann. Durch eine umgekehrte Reihenfolge würden sich die identifizierten Torsionseigenformen bei einer nachfolgenden Biegeidentifikation wieder ändern, da die Biegeidentifikationsparameter die Torsionseigenformen beeinflussen. Bei der vorgeschlagenen Reihenfolge ist dies nicht der Fall, die Teilprobleme der Parameteridentifikation sind damit einseitig entkoppelt. Ein Nachteil dieser einseitigen Entkopplung der Identifikationsparameter ist, dass durch die vorhergehende Biegeidentifikation die Lösung des Torsionsidentifikationsproblems eingeschränkt wird, da die identifizierten Steifigkeitsparameter der Biegung ebenso jeweils eine Steifigkeit der linken und rechten Seite des Funktionsmodells bestimmen.

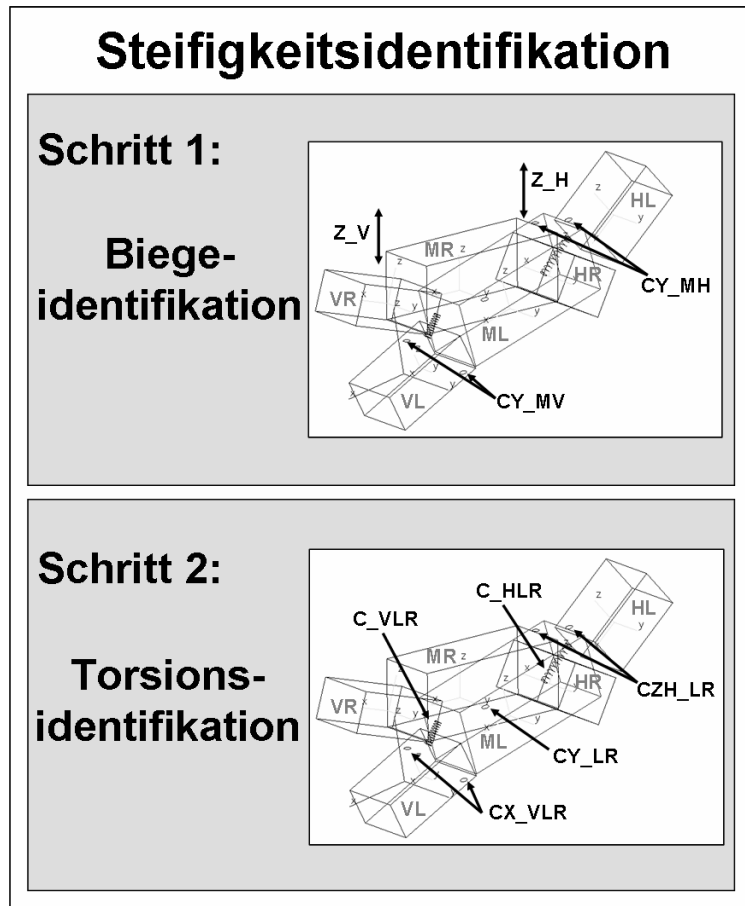


Bild 5.7: Aufteilung der Identifikation der Steifigkeitsparameter in Biege- und Torsionsidentifikation

Aus diesem Grund kann es notwendig sein, mehrere Optimierungsläufe durchzuführen, bis eine Konvergenz erreicht werden kann. Dies ist aber eine akzeptable Einschränkung für die Tatsache, dass durch diese Aufteilung des Identifikationsproblems überhaupt erst eine Lösung gefunden werden kann.

5.3.3 Eigenformidentifikation – Eigenfrequenzidentifikation

Bei den beschriebenen Steifigkeitsidentifikationen werden sowohl die Eigenfrequenzen, als auch die Eigenformen des Funktionsmodells eingestellt. Dabei tritt das Problem auf, dass die berechneten Eigenfrequenzen des Funktionsmodells immer aufsteigend sortiert durch das Berechnungswerkzeug ausgegeben werden. Zur Identifikation der optimierten Eigenformen ist deshalb ein spezieller Algorithmus notwendig, der in den folgenden Kapiteln noch eingehend erläutert wird. An dieser Stelle sei darauf hingewiesen, dass zur Identifikation der identifizierten Eigenformen ein Vergleich mit bestimmten Referenzeigenformen stattfinden muss. Dabei ergibt sich, dass sich die Eigenfrequenzen einer beliebigen Matrix \mathbf{A} stetig zu Änderungen in der Matrix \mathbf{A} verhalten. Der Zusammenhang zwischen dem Funktionsmodell und einer Matrix

A ist in Kapitel 2 eingehend erläutert. Die Stetigkeit bedeutet, dass eine kleine Änderung in der Matrix **A**, z.B. durch eine kleine Änderung eines Identifikationsparameters des Funktionsmodells zu einer kleinen Änderung in den Eigenfrequenzen führt. Diese Stetigkeit ist bei der Analyse der Eigenformen nicht gegeben. Durch eine kleine Änderung der Identifikationsparameter ist es möglich, dass sich die Eigenformen der Matrix unstetig verändern. Daraus resultiert, dass es beim Vergleich der berechneten Eigenformen mit den Referenzeigenformen zu einer geänderten Zuordnung der Eigenformen kommen kann, was in Bild 5.8 gezeigt wird. Kommt es zu einer derartigen Änderung in der Zuordnung der Eigenformen, bedeutet dies eine Unstetigkeit im Verlauf der Optimierung. Dies führt zu einem Konvergenzverlust verbunden mit einem Abbruch des Optimierungsverfahrens und damit zu einer misslungenen Parameteridentifikation.

Eigenform	Eigenfrequenz	
	Schritt 1	Schritt 2
1.Biegung	25,6 Hz	26,6 Hz
1.Torsion	27,1 Hz	26,3 Hz
2.Biegung	29 Hz	29,7 Hz
2.Torsion	34 Hz	33,3 Hz

Bild 5.8: Mögliche Zuordnung nach zwei Optimierungsschritten

Als Lösung für dieses Problem werden beide Steifigkeitsidentifikationen nach den Biege- und Torsionseigenformen nochmals unterteilt. Dabei werden in einem ersten Identifikationsschritt die Eigenformen identifiziert. Damit wird eine maximal erreichbare Übereinstimmung der Eigenformen der aktuellen Konfiguration des Funktionsmodells mit den gegebenen Referenzeigenformen sichergestellt. Um eine spätere, geänderte Zuordnung der Eigenformen zu verhindern, werden neben den Eigenformen auch die Eigenfrequenzen als eine Art Nebenbedingung mit identifiziert. Ziel dieser Nebenbedingung ist es, die Eigenfrequenzen der Eigenformen in bestimmte Frequenzbereiche einzugrenzen, damit eine korrekte Reihenfolge der Eigenformen bereits nach dem Ende dieses ersten Identifikationsschritts vorliegt. Unter einer korrekten Reihenfolge ist dabei eine nach Eigenfrequenzen aufsteigende Sortierung definiert. Durch eine Realisierung dieses ersten Identifikationsschritts ist gewährleistet, dass es im anschließenden zweiten Identifikationsschritt zu keiner Vertauschung der Eigenformen mehr kommt, da die Eigenformen bereits in der gewünschten Reihenfolge vorliegen. Im zweiten Identifikationsschritt ist es Ziel, die Eigenfrequenzen des Funktionsmodells auf die exakten Referenzlagen einzustellen. Dazu werden in diesem Schritt die Eigenfrequenzen als Identifikationshauptziel definiert. Die Gestalt der Eigenformen wird dabei jedoch weiterhin in die

Parameteridentifikation integriert, um eine Parameteridentifikation der Eigenfrequenzen zu Lasten der Eigenformen zu verhindern. Aus diesem Grund wird der erste Identifikationsschritt als Eigenformidentifikation bezeichnet und der zweite Identifikationsschritt als Eigenform-/Eigenfrequenzidentifikation. Dies ist in Bild 5.9 dargestellt.

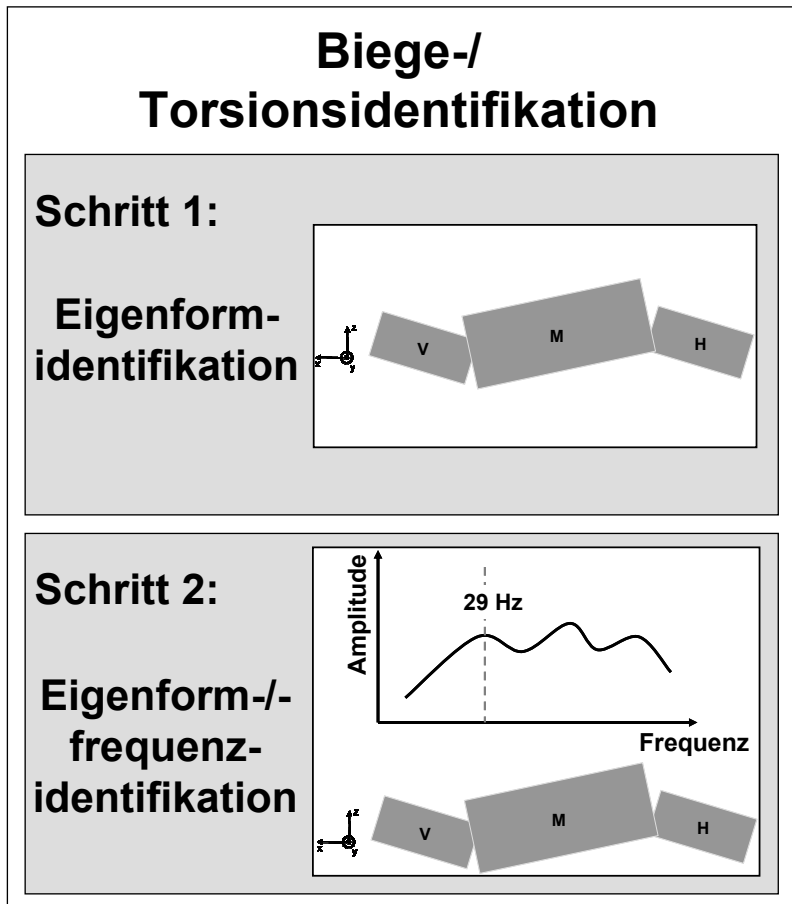


Bild 5.9: Aufteilung der Biege- und Torsionsidentifikation

5.3.4 Strategiekonzept der Parameteridentifikation

Ausgehend von dem Ziel die Eigenfrequenzen und Eigenformen einer Karosserie durch ein Funktionsmodell darzustellen, werden mehrere Parameter des Funktionsmodells als Stell-schrauben für das Erreichen dieses Ziels identifiziert. Aus dem Schluss, eine Parameteridenti-fikation zur Definition des Funktionsmodells zu verwenden, resultiert die Schwierigkeit, die Anzahl der Anforderungen an die Parameteridentifikation in einem Identifikationsschritt um-zusetzen.

Auf Grund dieser Schwierigkeiten muss eine Aufteilung in eine Identifikation der Steifig-keitsparameter und der Dämpfungsparameter vorgenommen werden. Die Identifikation der Steifigkeitsparameter wird dabei wiederum in zwei Identifikationsschritte unterteilt, da durch die zur Verfügung stehenden Identifikationsparameter eine Entkopplung in eine Biege- und Torsionsidentifikation des Funktionsmodells möglich ist. Diese Entkopplung trägt maßgeb-

lich zur Steigerung der Effizienz der Parameteridentifikation der Steifigkeitsparameter des Funktionsmodells bei. Zur Sicherung der Konvergenz des Optimierungsverfahrens muss eine weitere Unterteilung der Biege-, als auch der Torsionsidentifikation vorgenommen werden. Bei dieser Aufteilung in eine Eigenform- und Eigenform-/Eigenfrequenzidentifikation wird erreicht, dass eine stetige Parameteridentifikation realisiert werden kann, was Grundlage für eine Konvergenz des Optimierungsverfahrens ist. In Bild 5.10 wird ein Überblick über die verschiedenen neu entwickelten Identifikationsstrategien der umgesetzten Parameteridentifikation für das Funktionsmodell Karosserie gegeben.

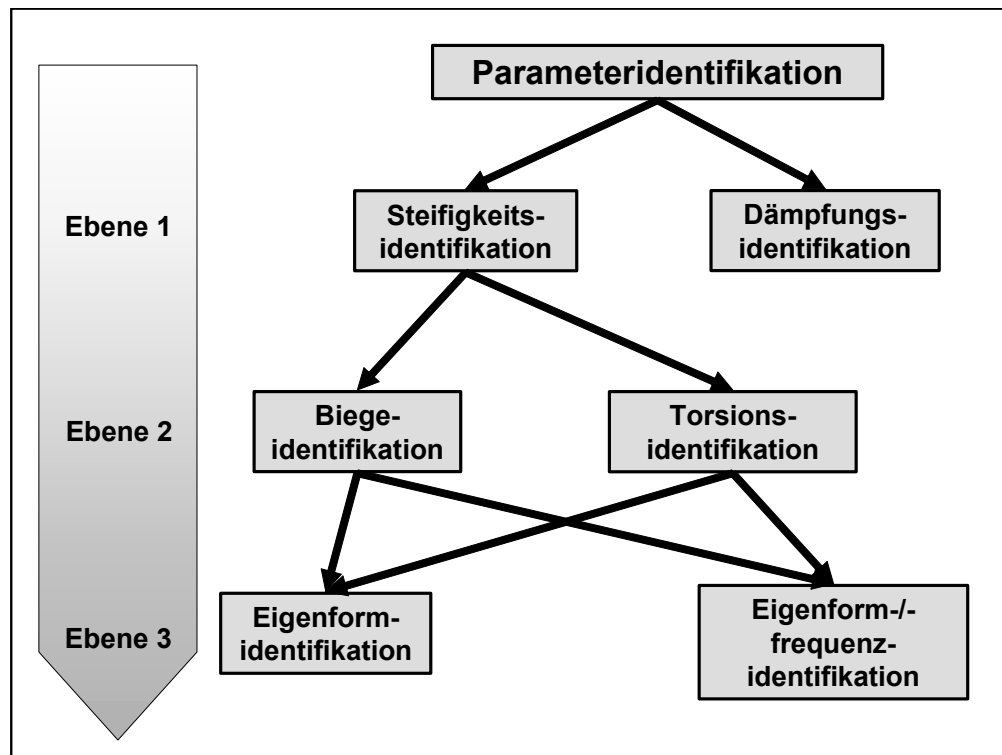


Bild 5.10: Überblick über die neu entwickelten Strategien der Parameteridentifikation

5.4 Elemente der Parameteridentifikation

In dem folgenden Abschnitt wird explizit auf wichtige Elemente der entwickelten und implementierten Parameteridentifikation zur Parametrisierung des Funktionsmodells für die Karosserie in der Konzeptphase eingegangen. Dabei wird neben der Beschreibung des Optimierungsverfahrens auch die spezifische Definition der Zielfunktion ausführlich erläutert. Ebenso wird das so genannte Modal Assurance Criterion (MAC) -Verfahren definiert und seine spezielle Anwendbarkeit eingehend beschrieben. Daran anschließend wird die eigens entwickelte Implementierung des Mehrkörperformalismus für den Sonderfall Funktionsmodell detailliert dargestellt. Als Abschluss wird eine weitere neue Strategie zur vollständigen Umsetzung einer umfassenden Parameteridentifikation im Abschnitt Expertensystem gegeben.

5.4.1 Optimierungsverfahren

In Kapitel 2 ist eine mögliche Einteilung der bekannten Optimierungsverfahren in Verfahren 0., 1. und 2. Ordnung vorgestellt worden.

Tabelle 5.4: Zusammenfassung der Optimierungsverfahren

Verfahren	Basis
0. Ordnung	Zielfunktionswerte
1. Ordnung	Zielfunktionswerte und 1. Ableitung der Zielfunktionswerte nach den Optimierungsparametern
2. Ordnung	Zielfunktionswert, 1. und 2. Ableitung der Zielfunktionswerte nach den Optimierungsparametern

Die Einteilung in diese drei Gruppen basiert dabei auf der Verwendung der Informationen, welche aus der Zielfunktion der Optimierung gewonnen werden können. Darunter versteht man die Information aus dem Zielfunktionswert, der 1. Ableitung des Zielfunktionswerts nach den Optimierungsparametern und den 2. Ableitungen nach den Optimierungsparametern, was in Tabelle 5.4 noch einmal zusammengefasst ist. Bei der Auswahl eines geeigneten Optimierungsverfahrens muss das vorliegende Problem eingehend analysiert werden. Beim vorliegenden Optimierungsproblem handelt es sich im weitergehenden Sinn um ein technisches Problem, an welches folgende Anforderungen gestellt werden:

- Das Optimierungsverfahren soll zuverlässig eine Lösung des Problems ermitteln.
- Die Lösung muss nicht die absolut beste Lösung darstellen, sondern muss den technischen Anforderungen entsprechen.
- Die Anzahl der Optimierungsschritte soll möglichst gering sein.
- Die Dauer der Optimierung soll möglichst kurz sein.
- Die Einstellung der Parameter des Optimierungsverfahrens sollte für einen späteren methodischen Einsatz möglichst einfach gestaltet sein.

Durch die Analyse der gestellten Anforderungen an ein Optimierungsverfahren können damit zum ersten bereits die Optimierungsverfahren 0. Ordnung ausgeschlossen werden. Bei diesen Verfahren, zu denen auch so genannte Stochastische Verfahren und Evolutionsstrategien gehören, werden zwar die besten Lösungen für ein vorgegebenes Problem gefunden, die dafür benötigten Optimierungsschritte übersteigen jedoch jegliche vertretbare Grenze für das hier vorliegende Optimierungsproblem. Die große Anzahl von Optimierungsschritten führt gleichzeitig zu einer zu großen Dauer der Optimierung. Damit fallen die Verfahren 0. Ordnung als mögliche Optimierungsverfahren aus.

Bei den Verfahren 1. Ordnung wird neben der Auswertung des Zielfunktionswertes ebenfalls die 1. Ableitung des Zielfunktionswertes nach den Optimierungsparametern ausgewertet. Dies führt zu einer schnelleren Lösung des Optimierungsproblems. Eine Weiterentwicklung dieses Verfahrens stellen die Verfahren 2. Ordnung dar. Durch die Auswertung der 2. Ableitung des Zielfunktionswertes bezüglich der Optimierungsparameter wird die Anzahl der Berechnungsiterationen einer Optimierung gegenüber den Verfahren 1. Ordnung nochmals verkürzt. Aus diesem Grund sind diese Verfahren bei der Lösung technischer Probleme sehr verbreitet. Ein Nachteil dieser Verfahren ist die Tatsache, dass kein absolutes Optimum für das Optimierungsproblem gefunden werden kann. Durch die Wahl verschiedener Startparameterkonfigurationen kann nur ein möglichst gutes Optimum garantiert werden.

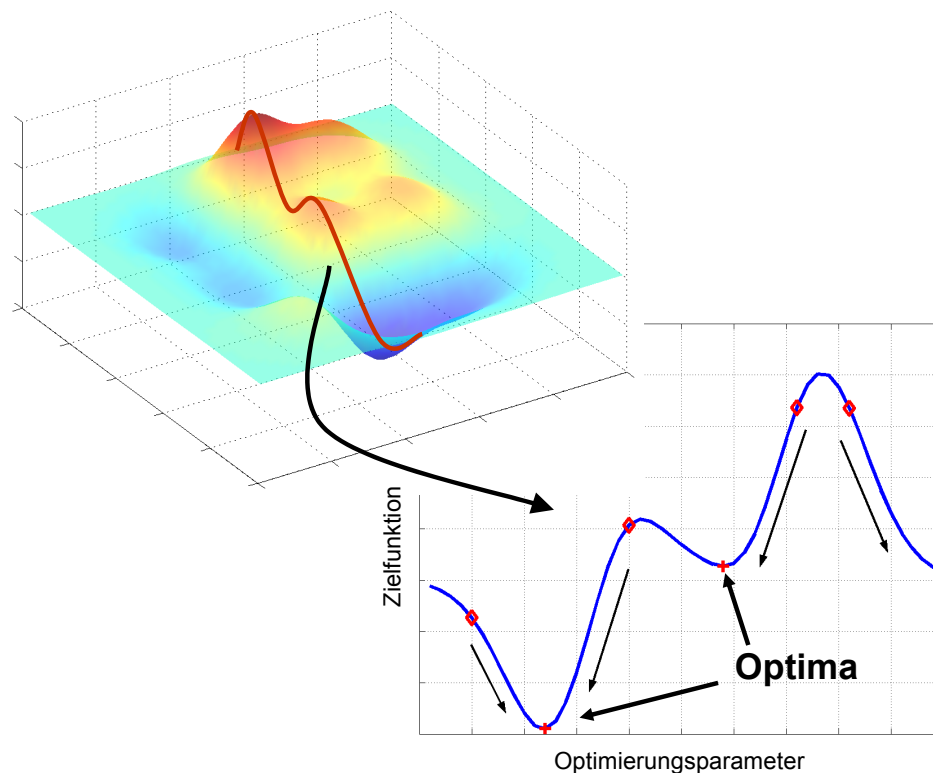


Bild 5.11: Beispiel einer Zielfunktionsfläche mit lokalen Optima

Bei einer Gegenüberstellung der Anforderungen an ein mögliches Optimierungsverfahren für die vorliegende Parameteridentifikation und den Charakteristika der verschiedenen Verfahren kann das Verfahren 2. Ordnung als die passende Wahl angenommen werden. Zum einen ist durch die Auswertung der Hesse-Matrix, welche die 2. Ableitungen der Zielfunktion nach den Optimierungsparametern beinhaltet, gewährleistet, dass schnellstmöglich eine Lösung für das Problem gefunden werden kann, was für einen methodischen Einsatz des Funktionsmodells in der Konzeptphase von großer Bedeutung ist. Der Nachteil dieses Verfahrens, kein absolutes Optimum für das Optimierungsproblem zu ermitteln, ist für das vorgegebene Problem nicht einschränkend, da davon ausgegangen wird, dass es für die Parametrisierung des Funktionsmodells mehrere Lösungsmöglichkeiten, also mehrere Optima gibt. Für eine dreidimensionale Zielfunktionsfläche ist dieses Vorgehen in Bild 5.11 skizziert.

Nach der Entscheidung für ein Optimierungsverfahren 2. Ordnung stellt sich die Frage nach der Implementierung eines solchen Optimierungsverfahrens. Es gibt mehrere Anbieter kommerzieller Softwarepakete, die die verschiedensten Optimierungsverfahren beinhalten. Unter diesen Anbietern stellt die Fa. Mathworks in ihrem Softwarepaket Matlab auch eine Optimierungstoolbox zur Verfügung. Darin enthalten ist ein Optimierungsverfahren 2. Ordnung [29]. Bei diesem Optimierungsverfahren handelt es sich um ein so genanntes Sequential Quadratic Programming (SQP) -Verfahren. Dabei wird das nichtlineare Optimierungsproblem aus Formel (5.3) mit der Zielfunktion $f(\mathbf{p})$.

$$\min_{\mathbf{p} \in \mathbb{R}^n} f(\mathbf{p}) \quad \text{u. d. Nebenbedingungen} \quad c_{\text{eq}}(\mathbf{p}) = 0, \quad c(\mathbf{p}) = 0 \quad (5.3)$$

durch eine Aufteilung des Optimierungsproblems in quadratische Optimierungsprobleme nach Kapitel 2 gelöst.

Während die Berechnung des Zielfunktionswertes und die 1. Ableitung der Zielfunktion nach den einzelnen Optimierungsparametern numerisch problemlos und schnell erfolgt, treten bei der Berechnung der 2. Ableitung der Zielfunktion nach den Optimierungsparametern, also für die Berechnung der Hessematrix \mathbf{H} , Schwierigkeiten in Form einer zeitaufwändigen Berechnung auf. Aus diesem Grund wird in dem vorliegenden Optimierungsalgorithmus die Hessematrix \mathbf{H} durch eine positiv definite Matrix \mathbf{A} angenähert, welche mittels verschiedener Verfahren immer wieder angepasst wird, so dass eine möglichst exakte Näherung gelingt. Das hier verwendete Näherungsverfahren basiert dabei auf dem so genannten Broyden-Fletcher-Goldfarb-Shanno (BFGS) - Verfahren, welches in Kapitel 2 bereits vorgestellt worden ist.

Auf Grund der Verwendbarkeit eines Optimierungsverfahrens, welches die gestellten Anforderungen erfüllen kann, in einem erprobten und kommerziellen Softwarepaket, besteht keine Notwendigkeit ein eigenständiges Optimierungsverfahren zu implementieren. Deshalb wird das vorhandene Optimierungsverfahren des Softwarepakets Matlab für die Umsetzung der notwendigen Parameteridentifikation für das Funktionsmodell Karosserie verwendet.

5.4.2 Zielfunktion

Zentrum des Optimierungsverfahrens ist die Zielfunktion. Der ermittelte Zielfunktionswert ist ein Maß für die Güte des Optimierungsschrittes bzw. für die Wahl der Werte der Optimierungsparameter. Damit der Zielfunktionswert die gestellten Anforderungen erfüllen kann, ist die Definition der Zielfunktion neben der Wahl des Optimierungsverfahrens die existenzielle Aufgabe beim Aufbau einer Parameteridentifikation. Für eine effiziente Gestaltung der Zielfunktion gibt es in der Literatur verschiedene allgemeine Methoden [5]. Allerdings gibt es keine allgemeingültige Zielfunktion. Es ist vielmehr die Aufgabe durch Kombination verschiedener bekannter Methoden und neuer spezifischer Elemente eine geeignete Zielfunktion zu ermitteln und zu implementieren.

In Kapitel 5.3 wurden mehrere Parameteridentifikationsstrategien entwickelt, um eine effektive und Ziel führende Parameteridentifikation realisieren zu können. Für jede dieser Identifika-

tionsstrategien muss eine eigene Zielfunktion definiert werden, wobei sich die Zielfunktionen für die Steifigkeitsidentifikation deutlich von der Zielfunktion der Dämpfungsidentifikation unterscheiden.

Die entwickelte Zielfunktion der Steifigkeitsidentifikation besteht im Allgemeinen aus mehreren Summanden, welche je nach Strategie mehr oder weniger stark gegeneinander gewichtet sind. Der grundsätzliche ermittelte Aufbau der Zielfunktion ist in Formel (5.4) gegeben.

$$\theta(\mathbf{p}) = \theta_{\text{EF}}(\mathbf{p}) + \theta_{\text{EV}}(\mathbf{p}) + \theta_g(\mathbf{p}) \quad (5.4)$$

Aufgabe der zu implementierenden Parameteridentifikation ist es, eine Abbildung der Eigenformen der realen Karosserie durch ein Funktionsmodell zu ermöglichen. Diese Eigenformen sollen auf ein bestimmtes Eigenfrequenzniveau eingestellt werden können. Daraus lassen sich bereits die zwei Hauptsummanden der Zielfunktion extrahieren. Zum ersten müssen die Eigenfrequenzen erreicht werden (θ_{EF}) und zum anderen müssen die Eigenformen konzepthaft abgebildet sein (θ_{EV}). Da die Lage der Eigenfrequenzen ein wesentlich schärferes Kriterium darstellt als die Güte der Eigenformen, ist es an erster Stelle genannt. Da keine unterschiedlichen Prioritäten zwischen den Eigenfrequenzen existieren, werden die relativen quadrierten Abweichungen der berechneten Eigenfrequenzen $f_i(\mathbf{p})$ von den Referenzeigenfrequenzen f_i^* einfach summiert.

$$\theta_{\text{EF}}(\mathbf{p}) = \sum_{i=1}^k \alpha_i \cdot \left(\frac{|f_i^* - f_i(\mathbf{p})|}{f_i^*} \right)^2 \quad (5.5)$$

Bei den Eigenformen ist diese Vorgehensweise nicht so einfach umzusetzen, da die Eigenformen Vektoren und keine skalaren Werte sind. Aus diesem Grund muss ein anderes Kriterium gewählt werden. Da für die Identifikation der Eigenformen das so genannte Modal Assurance Criterion (MAC) -Verfahren verwendet wird, kann es ebenfalls für die Güte der Übereinstimmung der berechneten Eigenformen und der Referenzeigenformen herangezogen werden. An dieser Stelle sei nur die Definition des MAC-Verfahrens vorweggenommen.

$$\text{mac}_{ij} = \frac{(\{\boldsymbol{\psi}_i\} \cdot \{\boldsymbol{\phi}_j\}^T)^2}{(\{\boldsymbol{\psi}_i\} \cdot \{\boldsymbol{\psi}_i\}^T) \cdot (\{\boldsymbol{\phi}_j\} \cdot \{\boldsymbol{\phi}_j\}^T)} \quad (5.6)$$

Aus (5.6) wird anschaulich klar, dass es sich bei diesem MAC-Verfahren um einen Orthogonalitätstest zweier Vektoren $\boldsymbol{\psi}_i$ und $\boldsymbol{\phi}_j$ handelt, dessen MAC-Wert mac_{ij} zwischen 0 und 1 liegt. Dabei ist das Maximum der Übereinstimmung der skalare Wert 1. Deshalb geht in die Zielfunktion die Differenz vom Maximalwert und dem berechneten MAC-Wert ein.

$$\theta_{\text{EV}}(\mathbf{p}) = \sum_{i=1}^k \beta_i \cdot (1 - \text{mac}(\mathbf{p}))^2, \quad \text{mit } \text{mac} = \text{mac}_{i(\text{Referenz})} \quad (5.7)$$

Wiederum findet keine gesonderte Gewichtung unter den einzelnen Eigenformen statt. Wie aus Formel (5.5) und (5.7) jedoch hervorgeht, ist es möglich, eine spezifische Gewichtung ($_{EF}\alpha_i, {}_{EV}\beta_i$) zwischen den Eigenfrequenz- und Eigenformsummanden auf zu bringen.

Neben diesen beiden Summanden wird die Zielfunktion je nach Parameteridentifikationsstrategie noch um weitere Summanden ergänzt. Dabei handelt es sich um zusätzliche Fehlerterme, welche ein bestimmtes Optimierungsverhalten garantieren sollen. Im Fall der Parameteridentifikation nur nach der Eigenform sollen, wie bereits angesprochen, die zu den Eigenformen gehörigen Eigenfrequenzen in einen bestimmten Frequenzbereich gebracht werden. Zu diesem Zweck wird um die Eigenfrequenz ein Frequenzbereich von $\pm \delta$ als Zielbereich definiert, was in Formel (5.8) beispielhaft dargestellt ist.

$$(1 - \delta_i) \cdot f_i^* < f_i(\mathbf{p}) < (1 + \delta_i) \cdot f_i^* \quad (5.8)$$

Kann die Eigenfrequenz nicht in diesen Bereich optimiert werden, wird ein Zusatzfehler, ein so genannter Strafterm [5, 35], generiert, der mit einer bestimmten Gewichtung ε_i in die Zielfunktion eingeht. Dieser Zusatzfehler existiert für alle Eigenformen sowohl bei der Biegeidentifikation, als auch bei der Torsionsidentifikation. Der erweiterte Zielfunktionsterm θ_g ist in Formel (5.9) aufgezeigt.

$$\theta_g(\mathbf{p}) = \begin{cases} {}_g\varepsilon_i \cdot \frac{|f_i^* - f_i(\mathbf{p})|}{f_i^*} & , f_i(\mathbf{p}) < (1 - \delta_i) \cdot f_i^* \\ 0 & , (1 - \delta_i) \cdot f_i^* < f_i(\mathbf{p}) < (1 + \delta_i) \cdot f_i^* \\ {}_g\varepsilon_i \cdot \frac{|f_i^* - f_i(\mathbf{p})|}{f_i^*} & , f_i(\mathbf{p}) < (1 + \delta_i) \cdot f_i^* \end{cases} \quad (5.9)$$

Sowohl bei der Biege-, als auch bei der Torsionsidentifikation muss die Zielfunktion um einen weiteren Zusatzfehler erweitert werden. Dabei handelt es sich in beiden Fällen um ähnliche Ziele. Da die einzustellenden Eigenformen des Funktionsmodells die globalen und damit die niedrigsten Eigenformen der Karosserie darstellen, soll unterhalb der kleinsten globalen Eigenfrequenz keine weitere Eigenfrequenz existieren. Die neun Freiheitsgrade des Funktionsmodells bedingen jedoch neun Eigenfrequenzen bzw. -formen. Da nur vier bzw. fünf Eigenformen im Funktionsmodell identifiziert werden, werden die Frequenzlagen der übrigen Eigenformen zunächst nicht näher spezifiziert. Damit diese restlichen Eigenformen keinen Einfluss auf die globalen Eigenformen ausüben, sollen sie erst oberhalb einer gewissen Frequenzgrenze liegen. Aus diesem Grund wird ein weiterer Zusatzfehler in die Zielfunktion integriert, welcher eine Unterschreitung dieser Frequenzgrenze f_g mit einem Strafterm belegt. Dabei gibt es für die Biegeidentifikation eine kleinere Grenze, als für die Torsionsidentifikation. Dies ist in Formel (5.10) mathematisch erläutert, wobei ${}_g\tau_i$ einen spezifischen Gewichtungsparemeter darstellt.

$$\theta_g(\mathbf{p}) = \tau_i \cdot (f_g - f_i(\mathbf{p})) \quad , f_i(\mathbf{p}) < f_g \quad (5.10)$$

Zusammenfassend ergibt sich für die Zielfunktion der implementierten Optimierung folgende allgemeine Gestalt.

$$\begin{aligned} \theta_i(\mathbf{p}) = & \sum_{i=1}^k \text{EF} \alpha_i \cdot \left(\frac{|f_i^* - f_i(\mathbf{p})|}{f_i^*} \right)^2 + \sum_{i=1}^k \text{EV} \beta_i \cdot (1 - \text{mac}(\mathbf{p}))^2 + \sum_{i=1}^k \text{g} \varepsilon_i \cdot \frac{|f_i^* - f_i(\mathbf{p})|}{f_i^*} + \\ & + \sum_{i=1}^k \text{g} \tau_i \cdot (f_g - f_i(\mathbf{p})) \end{aligned} \quad (5.11)$$

$$\text{mit} \quad \text{g} \varepsilon_i \begin{cases} = 0, (1 - \delta_i) \cdot f_i^* < f_i(\mathbf{p}) < (1 + \delta_i) f_i^* \\ \neq 0, f_i(\mathbf{p}) < (1 \pm \delta_i) f_i^* \end{cases}$$

Die Gewichtungen in der Zielfunktion sind mögliche Variationsparameter für den Optimierungsverlauf. Zum einen dienen sie dazu, Zielfunktionsterme unterschiedlicher Größenordnungen, wie z.B. der Güte der Eigenformen und der Abweichung der Eigenfrequenzen auf ein gleiches Niveau zu bringen. Andererseits ist es durch die Gewichtungen auch möglich, ganz spezielle Optimierungsläufe mit einer absichtlich verstimmten, also veränderten Gewichtungskonfiguration, durchzuführen. Dies ist z.B. bei der Strategie der Trennung der Eigenformidentifikation und der Eigenform-/ Eigenfrequenzidentifikation der Fall. Dabei wird im ersten Fall der Eigenformidentifikation der Summand, der die Abweichung der berechneten Eigenformen von den Zieleigenformen beinhaltet stärker gewichtet, als bei der zweiten Optimierung nach Eigenform und Eigenfrequenz.

Der Aufbau der Zielfunktion für die Dämpfungsidentifikation gestaltet sich etwas einfacher, als bei der Steifigkeitsidentifikation. Ziel der Dämpfungsidentifikation ist, eine modale Dämpfung d_i für die realisierten globalen Eigenformen des Funktionsmodells zu generieren. Dabei ist es möglich, eine einheitliche modale Dämpfung oder eine für jede Eigenform unterschiedliche, modale Dämpfung κ_i zu wählen. Die dafür definierte Zielfunktion ist in Formel (5.12) dargestellt.

$$\theta(d) = \sum_{i=1}^n (\kappa_i - d_i) \quad (5.12)$$

5.4.3 Referenzen

Bei der Definition der Zielfunktion treten zwei Hauptsummanden auf, welche ganz entscheidenden Einfluss auf das Optimierungsergebnis besitzen. Zum einen handelt es sich dabei um den Summanden, welcher aus der Abweichung der berechneten Eigenfrequenzen von den Zieleigenfrequenzen resultiert. Zum anderen basiert ein zweiter Summand auf der Abwei-

chung der berechneten Eigenformen von den Referenzeigenformen. An dieser Stelle muss deshalb die Festlegung der genannten Referenz geklärt werden.

Die Zielvorgabe für die Eigenfrequenzen der globalen Eigenformen resultiert dabei aus dem aktuellen Stand der Fahrzeugentwicklung. Wie bereits in Kapitel 2 erläutert, resultiert aus den verschiedenen Anforderungen aus dem Schwingungskomfort und der Fahrdynamik, sowie aus der Crashberechnung, eine historisch gewachsene Konfiguration der Eigenfrequenzen, wie sie in Tabelle 5.5 dargestellt ist.

Tabelle 5.5: Typische Eigenfrequenzkonfiguration einer Limousinenkarosserie

Globale Eigenform	Zieleigenfrequenz
1. Biegung	28 Hz
1. Torsion	30 Hz
2. Biegung	33 Hz
2. Torsion (Vorderwagentorsion)	38 Hz

Während für die globalen Eigenfrequenzen der Karosserie in der Entwicklung bereits Zielwerte bestehen, gibt es bei der Gestalt der Eigenformen bislang keine fest vorgegebenen Referenzen. Bislang basiert die Bewertung des Schwingungsverhaltens der Karosserie auf den Eigenfrequenzwerten der Karosserie und der anschaulichen Betrachtung der Eigenformen. Für die Nutzbarkeit der Eigenforminformation in der Zielfunktion der Optimierung ist es notwendig, vorab Referenzeigenformen zu definieren. Ohne Referenzeigenformen können keine spezifischen Abweichungen der berechneten Eigenformen ermittelt werden.

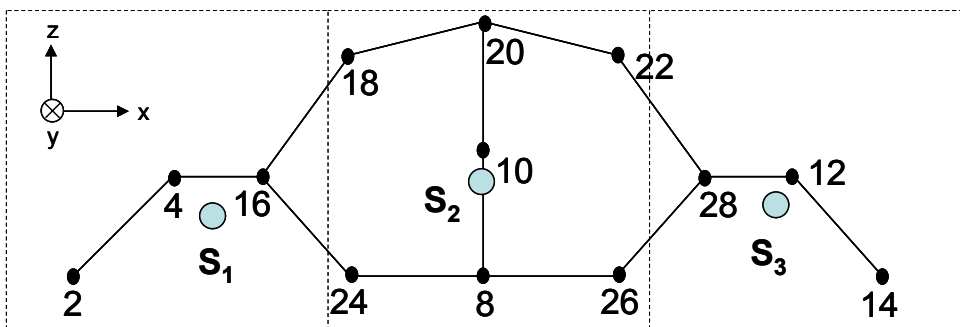


Bild 5.12: Allgemeine versuchstechnische Abbildung der Karosserie durch die nummerierten Beschleunigungsaufnehmer und den schematischen Funktionsmodellkörpern mit den dazugehörigen Massenschwerpunkten S_1 , S_2 und S_3

Unter der gegebenen Voraussetzung ist es demnach nur möglich, entweder Referenzeigenformen in Anlehnung an Eigenformen der Karosserie aus der Finite-Elemente-Berechnung zu definieren, oder durch eine statistische Analyse vorhandener realer Fahrzeuge eine Ableitung von allgemein gültigen Karosserieeigenformen durch zu führen. Im Folgenden wird dieser zweite Weg aufgezeigt. Dabei werden versuchstechnisch ermittelte Eigenformen von Karos-

serien importiert und auf die 6-Körper-Konfiguration des Funktionsmodells umgerechnet. Dieser Übergang ist in Bild 5.12 dargestellt. Dabei repräsentieren die Nummern in Bild 5.12 Beschleunigungsaufnehmer in der Messung. Die Verbindungslinien dagegen sind rein virtuell und dienen nur der grafischen Veranschaulichung. Die gestrichelten Rahmen stellen die Körper des Funktionsmodells dar mit den virtuellen Schwerpunkten S_1 , S_2 und S_3 der linken Seite des Funktionsmodells. Die Eigenformen der untersuchten Karosserien ergeben sich aus den gemessenen Beschleunigungen an den dargestellten Punkten. Für den Ableitungsprozess mit dem Funktionsmodell werden diese Eigenformen in eine Konfiguration aus Translationen und Rotationen der starren Körper des Funktionsmodells um die Schwerpunkte der einzelnen Körper umgerechnet.

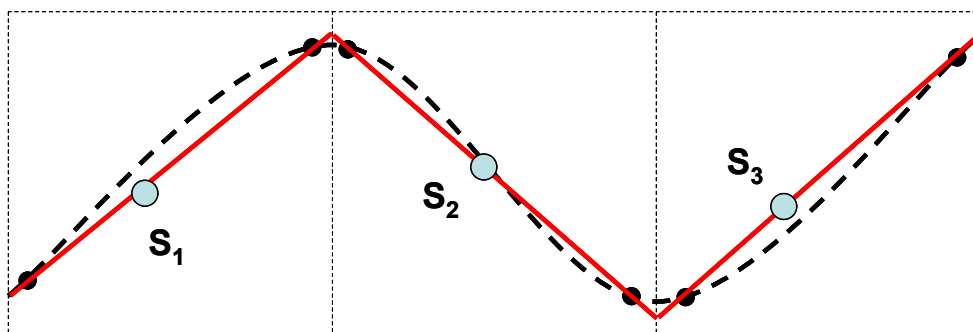


Bild 5.13: Beispielhafte Abweichung zwischen realer (gestrichelte Linie) und konzeptueller (durchgezogene Linie) Eigenform des Funktionsmodells

Dies ergibt, wie in Bild 5.13 am Beispiel der 2. Biegeeigenform zu sehen, eine geringe Abweichung, die jedoch zum einen durch den tatsächlich wesentlich kleineren Auslenkungsgrad der Körper als in der skizzenhaften Darstellung und zum anderen im Hinblick auf den frühen Einsatzzeitpunkt in der Entwicklung vernachlässigbar klein bleibt.

Als Beispiel zur Ableitung von allgemein gültigen Karosserieeigenformen für den Konzeptprozess wird das Karosseriederivat Limousine betrachtet. Zur statistischen Analyse werden in Bild 5.14 zunächst die Eigenformen der 1. Biegung von mehreren Oberklasselimousinen gegenübergestellt. Diese Eigenformen werden in der versuchstechnischen Modalanalyse ermittelt. Die Eigenformen der verschiedenen Karosserien sind in Bild 5.14 über den Radstand normiert aufgetragen. Man kann eine sehr gute Übereinstimmung in den Eigenformen erkennen. Unter dem Gesichtspunkt, dass es sich bei den verglichenen Karosserien jedoch um Karosserien des gleichen Fahrzeugtyps handelt, ist eine gewisse Streuung zu erkennen, die in Realität aber auf Grund von Steifigkeitsunterschieden, hervorgerufen aus der Produktion der Karosserien und verschiedenen Massen, resultierend aus verschiedenen Ausstattungen immer gegeben ist. Wichtig ist jedoch, dass deutlich ein Abknicken der Konzept eigenform auf Höhe des Fersenblechs zu erkennen ist. Das Abknicken an der Motorstirnwand hingegen ist relativ gering. Zur besseren Sichtbarkeit wird in Bild 5.15 der Mittelwert dieser 1. Biegeeigenform noch einmal dargestellt.

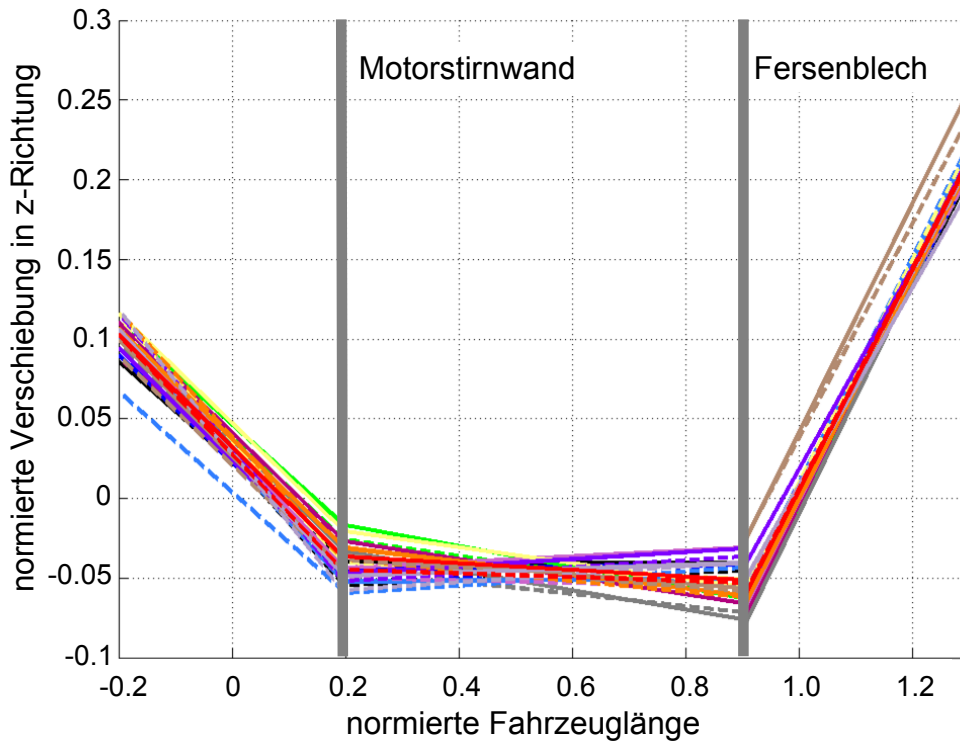


Bild 5.14: Vergleich der 1. Biegeeigenform verschiedener Oberklasselimousinen

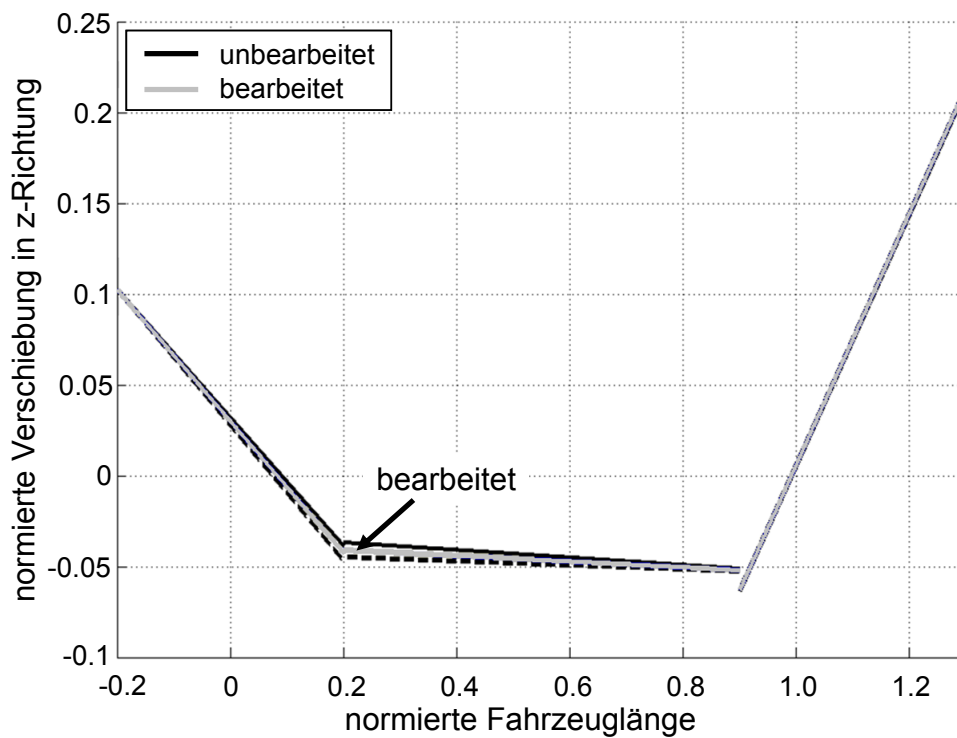


Bild 5.15: Mittelwert der untersuchten 1. Biegeeigenformen

Da es sich bei den untersuchten Karosserien um reale Karosserien handelt, ergeben sich in den Eigenformen keine rein symmetrischen Eigenformen. Dies ist in Bild 5.15 an der unteren gestrichelten und oberen durchgezogenen Linie zu erkennen. Da diese kleine Abweichung für

eine Konzeptaussage nicht von Bedeutung ist, wird sie wiederum gemittelt und es entsteht eine allgemeingültige Eigenform der 1. Biegung im Konzeptprozess. Um eine allgemein gültige Aussage für das Karosseriederivat der Limousine zu erhalten werden in Bild 5.16 die Eigenformen der 1. Biegung für die Limousine der Oberklasse, der oberen Mittelklasse und der Mittelklasse gegenübergestellt. Dabei ergibt sich eine sehr gute Übereinstimmung zwischen den gemittelten Eigenformen der Mittelklasse und der oberen Mittelklasse.

Im Vergleich zu der Eigenform der Oberklasse weichen diese beiden Eigenformen jedoch ein wenig dahingehend ab, dass die Eigenformen der Mittelklasse und oberen Mittelklasse eher an der Motorstirnwand abknicken, im Gegensatz zu der Eigenform der Oberklasse, die eher am Fersenblech abknickt. Dies ist jedoch im unterschiedlichen Ansatz der verwendeten Karosseriematerialien bei den Oberklasse- und den Mittelklasselimousinen zu erklären. Aus diesem Grund kann man in Anbetracht der Berücksichtigung verschiedener Karosseriestrukturkonzepte trotzdem von einer allgemein gültigen Eigenform der 1. Biegung sprechen, die sich je nach verwendetem Materialkonzept unterscheidet, was aber auch Gegenstand einer Analyse in einer Konzeptphase sein kann.

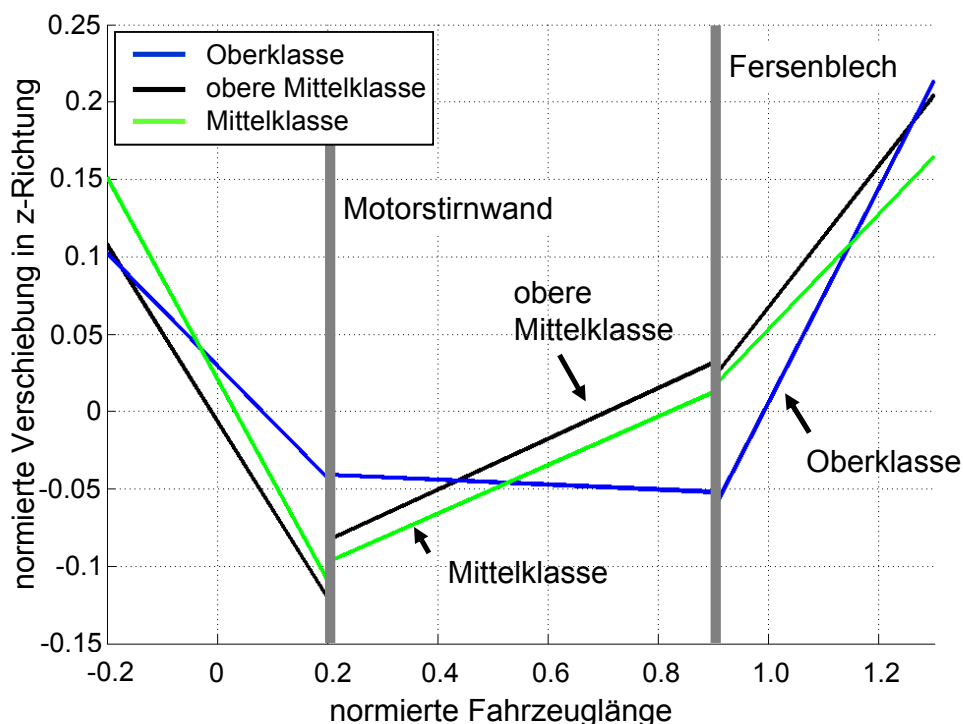


Bild 5.16: Vergleich der Konzeptformen der 1. Biegung verschiedener Fahrzeugklassen

Zur Vollständigkeit werden im Folgenden noch die weiteren gemittelten Konzeptformen für die Limousinenkarosserie der Oberklasse vorgestellt. Diese Konzeptformen der Oberklasse weichen nicht mehr so stark von den Konzeptformen der Mittelklasselimousinen ab, da nur bei der 1. Biegeform das unterschiedliche Materialkonzept so starke Auswirkungen besitzt, so dass hier keine Unterscheidung nach der Fahrzeugklasse mehr von Nöten ist.

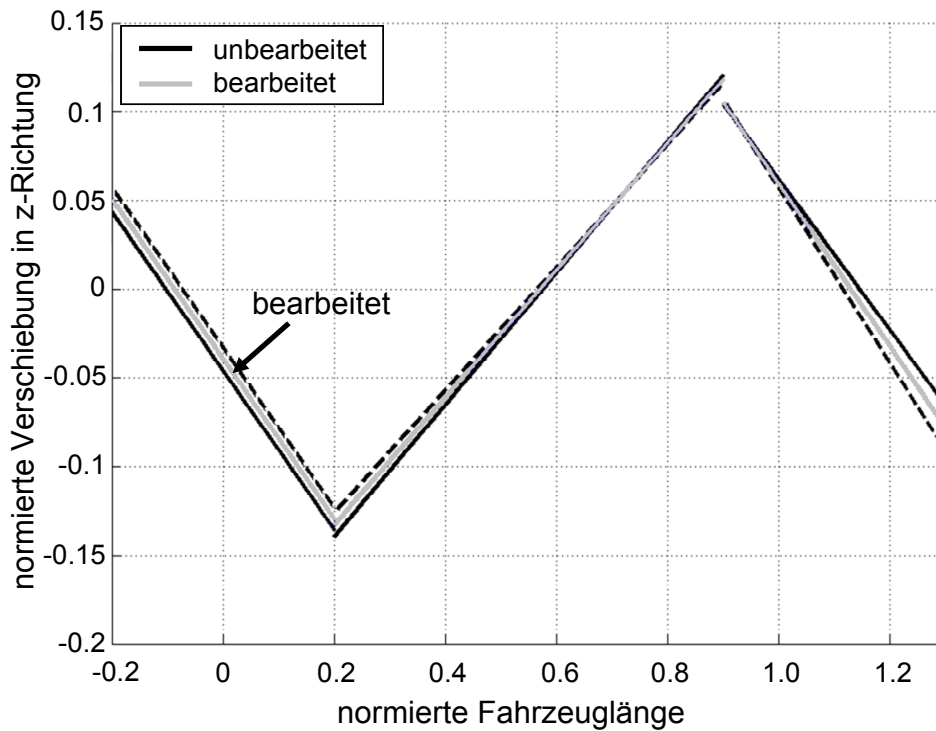


Bild 5.17: Konzeptform der 2. Biegung einer Oberklasselimousine

Wie bei der Darstellung der 1. Biegeeigenform in Bild 5.15 ist auch bei der Darstellung der Konzeptform für die 2. Biegung in Bild 5.17 die unsymmetrische und die symmetrische Eigenform dargestellt.

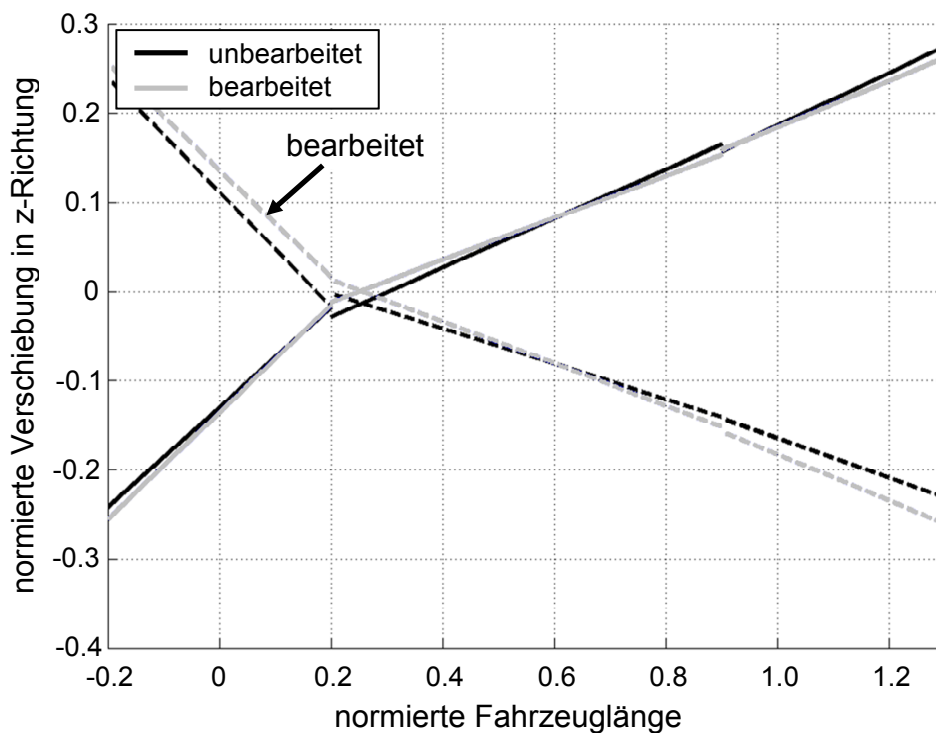


Bild 5.18: Konzeptform der 1. Torsion der Oberklasselimousine

Die Darstellung der Konzept eigenform für die 1. Torsion in Bild 5.18 und die Vorderwagen-torsion in Bild 5.19 wird ebenfalls wiederum in der unbearbeiteten, unsymmetrischen und bearbeiteten symmetrischen Darstellung vorgestellt.

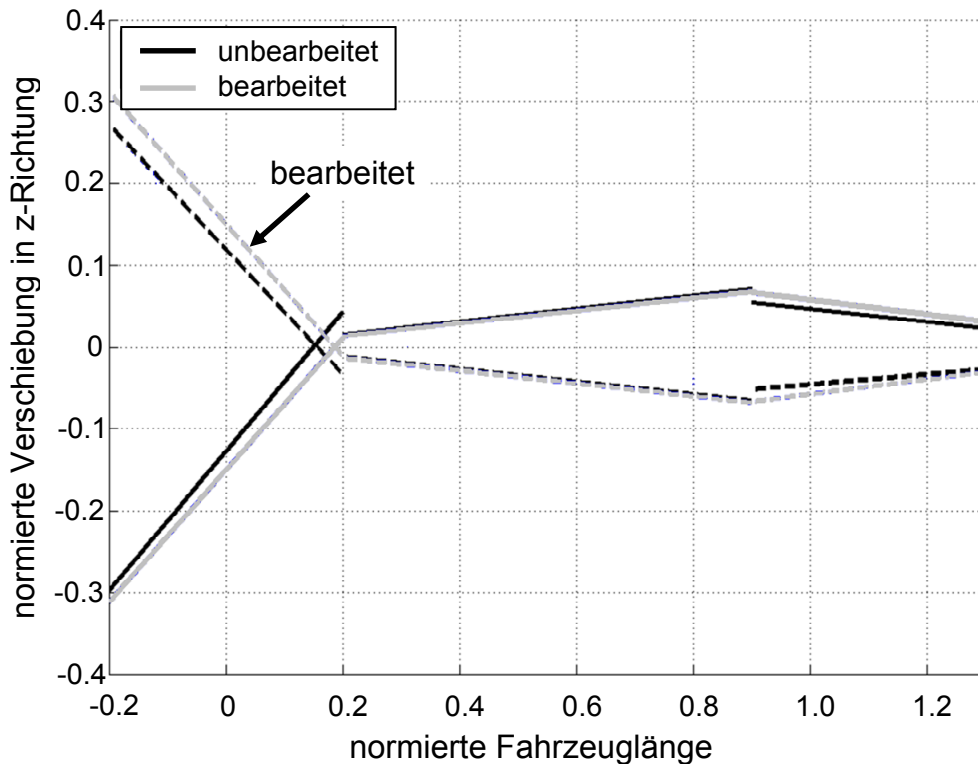


Bild 5.19: Konzept eigenform der Vorderwagentorsion der Limousinenkarosserie der Oberklasse

Die gezeigte Vorgehensweise zur Ermittlung von Referenzeigenformen ist für das Anwendungsgebiet der Konzeptberechnung auf jeden Fall ausreichend. Vor allem ist durch die gezeigte Methode auch eine definierte Modifikation der Eigenformen möglich. Dadurch wird es zum ersten Mal möglich sein, definierte Änderungen in den globalen Eigenformen der Karosserie auf ihren Einfluss auf den Schwingungskomfort hin zu untersuchen.

5.4.4 Mode-Tracking

Bei der Analyse der verschiedenen Parameteridentifikationsstrategien fällt auf, dass die Eigenfrequenz- und Eigenformidentifikation auf zwei Schritte aufgeteilt wird. Dies ist notwendig, damit es zu keiner Vertauschung der Zuordnung der Eigenformen zu den Referenzeigenformen kommen kann. Die Frage warum es zu derartigen Vertauschungen kommen kann soll im Folgenden erläutert werden.

Modal Assurance Criterion - Verfahren

Das Grundproblem bei der vorliegenden Identifikation eines Mehrkörpersystems nach dessen Eigenformen und Eigenfrequenzen besteht darin, dass die Art der Eigenformen des Systems nach dessen Berechnung identifiziert werden müssen. Da die Eigenfrequenzen des Systems nach ihrem Wert in aufsteigender Form ausgegeben werden, wird nach der Berechnung für jede Referenzeigenform die am besten übereinstimmende berechnete Eigenform und die dazugehörige Eigenfrequenz ermittelt, wie in Bild 5.20 gezeigt.

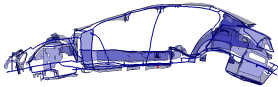
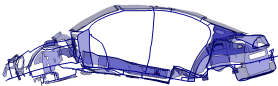
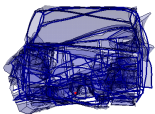
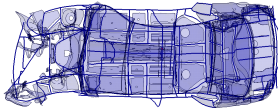
Eigenform		Eigenfrequenz
	1. Biegung	26 Hz (Pos. 1)
	2. Biegung	32 Hz (Pos. 3)
	1. Torsion	28 Hz (Pos. 2)
	Vorderwagentorsion	36 Hz (Pos. 4)

Bild 5.20: Eigenformen mit beispielhaften Eigenfrequenzen und der Ausgabebezeichnung aus der Mehrkörperberechnung in Klammer

Diese Identifikation der Eigenformen wird Mode-Tracking genannt. Für die Identifikation der Eigenformen ist es notwendig eine allgemeine Beschreibung der Eigenformen durchzuführen. Da das Funktionsmodell aus sechs starren Körpern mit insgesamt sechs Massenschwerpunkten besteht, ist es möglich, die darstellbaren Eigenformen des Funktionsmodells durch die Translationen und Rotationen der Schwerpunkte bei den jeweiligen Eigenformen des Funktionsmodells zu beschreiben. Dies ist in Bild 5.21 gezeigt. Damit erhält man für das Funktionsmodell mit seinen neun Freiheitsgraden und 6×6 Schwerpunktskoordinaten eine Eigenformmatrix der Dimensionen 36×9 . Für den Vergleich der Eigenformen mit den gegebenen Referenzen muss ein Algorithmus gefunden werden, der Vektoren mit 36 Einträgen sicher vergleichen kann. Aus der Analyse von experimentellen Versuchen ist das so genannte Modal Assurance Criterion (MAC) – Verfahren [20, 24] bekannt, dessen formelmäßiger Zusammenhang bereits in (5.6) dargestellt ist.

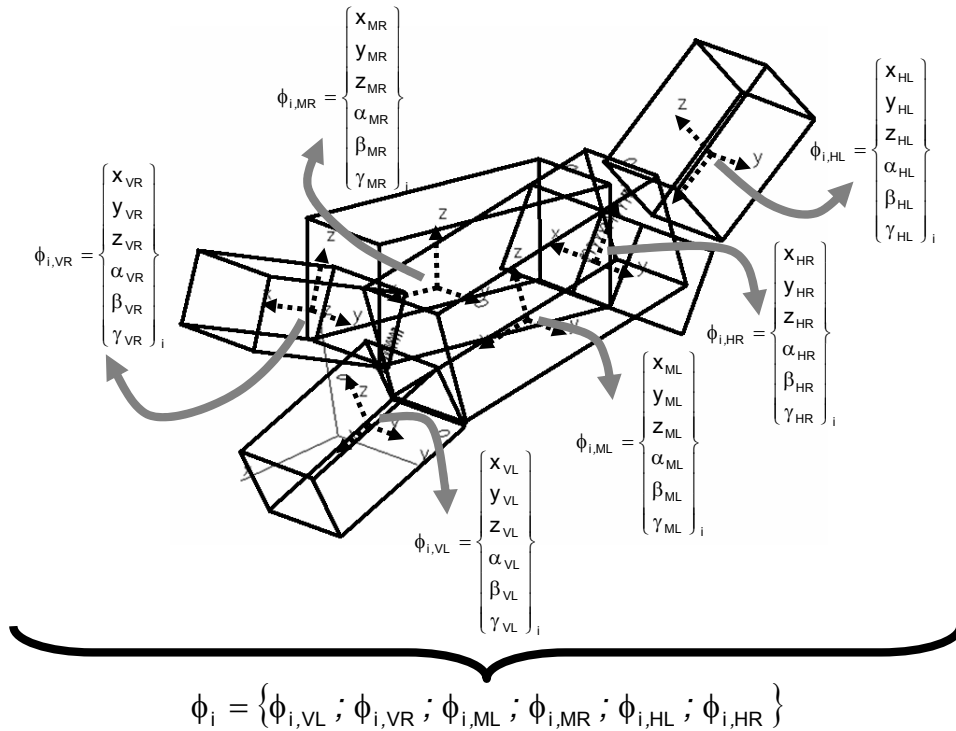


Bild 5.21: Ableitung der Eigenformen des Funktionsmodells aus den Translationen und Rotationen der Schwerpunkte der einzelnen Körper

Bei dem MAC-Verfahren handelt es sich um einen so genannten Orthogonalitätscheck. Dabei wird geprüft, ob zwei zu vergleichende Vektoren ψ und Φ orthogonal zueinander stehen oder sich kollinear verhalten.

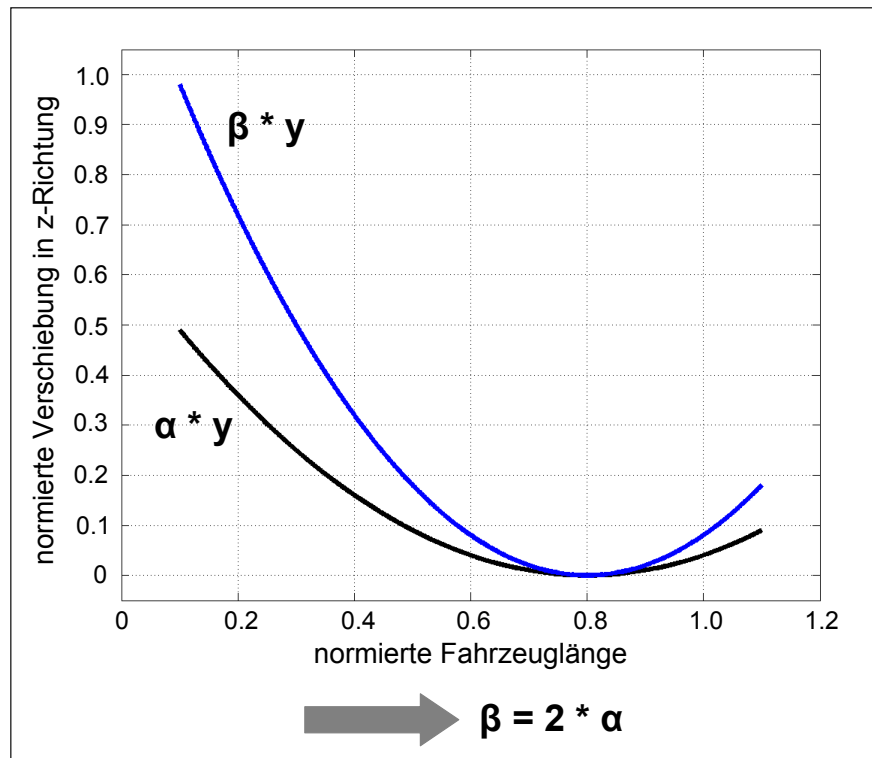


Bild 5.22: Kollineare Vektoren

Im ersten Fall der Orthogonalität ergibt sich aus der obigen Formel der Wert 0, im anderen Fall der linearen Abhängigkeit der Wert 1. Je nach dem zu welchem Wert das Ergebnis eines MAC-Vergleichs tendiert, stehen die beiden verglichenen Vektoren eher senkrecht aufeinander oder sind kollinear. Unter Kollinearität ist dabei die lineare Abhängigkeit zweier Vektoren zu verstehen. Im 2-dimensionalen Fall eines Vektors liegen zwei kollineare Vektoren auf einer Geraden. Im mehrdimensionalen Fall, wie bei den Eigenformen eines Systems bedeutet dies, dass zwei kollineare Eigenvektoren unterschiedlich skalierte Formen besitzen, wie in Bild 5.22 gezeigt. An Hand des MAC-Verfahrens können die berechneten Eigenformen eines Systems mit den Referenzeigenformen verglichen und die besten Übereinstimmungen bzw. Kollinearitäten ermittelt werden. Damit ist eine Identifikation der Referenzeigenformen aus den berechneten Eigenformen eines Mehrkörpersystems möglich.

Grenzen des MAC-Verfahrens

Das dargestellte MAC-Verfahren ist bei der Analyse experimentell ermittelter Daten weit verbreitet. Jedoch hat dieses Verfahren im vorliegenden Fall auch seine Grenzen, die im Folgenden kurz erläutert werden.

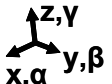

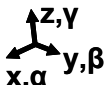

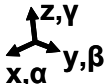

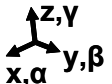

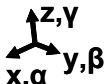

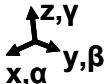

Körper	Koordinaten	
	gesamt	reduziert
VL		
VR		
ML		
MR		
HL		
HR		
Gesamt	36	18

Bild 5.23: Anzahl der Koordinaten des MAC-Vergleichs

Bei der Identifikation der Eigenformen durch das MAC-Verfahren werden die beiden zu vergleichenden Eigenvektoren multipliziert und durch die ihre quadratischen Produkte dividiert, was einer Normierung gleichkommt. Das bedeutet, dass die Vektoren mit allen Einträgen he-

rangezogen werden. Daraus ergibt sich, dass kleine Abweichungen in einzelnen Einträgen kaum eine Auswirkung auf das Resultat des MAC-Verfahrens besitzen. Bei 36 Translationen und Rotationen, die einen Eigenvektor des Funktionsmodells definieren, kann es deshalb bei relativ vielen Elementen zu kleinen Unterschieden der ermittelten MAC-Werte zwischen den Referenzeigenvektoren und den neun Eigenvektoren des Funktionsmodells kommen. Zu kleine Unterschiede in den MAC-Werten können jedoch zu unbeabsichtigter Vertauschung von Zuordnungen zwischen Referenzvektoren und berechneten Eigenvektoren führen. Um dies zu verhindern, müssen Lösungen gefunden werden, die Abgrenzung zwischen den zum Teil auch ähnlichen Referenzeigenvektoren möglichst gut und scharf zu gestalten. Aus diesem Grund hat es sich als Ziel führend herausgestellt, nicht alle 36 Elemente der Eigenvektoren in die Berechnung der MAC-Werte mit einzubeziehen.

Da bei der Analyse der Eigenvektoren der 1. und 2. Biegeeigenform der Karosserie bereits festgestellt werden konnte, dass es sich bei den Biegeeigenformen der Karosserie hauptsächlich um Verformungen der Karosserie in Fahrzeuglängs-/ Fahrzeughochrichtung und nicht in Fahrzeugquerrichtung handelt, liegt bei der Behandlung der Biegeeigenformen der Schluss nahe, für die Berechnung der MAC-Werte nur die Koordinaten der Eigenvektoren in Fahrzeuglängs-/ Fahrzeughochrichtung sowie die Rotation um die Fahrzeugquerachse zu betrachten, wie in Bild 5.23 dargestellt. Durch diese Betrachtung können die Eigenvektoren von 36 auf 18 Elemente reduziert werden, was zu einer schärferen Abgrenzung unter den Eigenvektoren führt. Zur endgültigen Reduktion der Eigenvektoren dieses Ausmaßes müssen die Eigenvektoren der Torsionseigenformen analysiert werden. Zur eingehenden Analyse der Torsionseigenformen sei auf Bild 5.24 verwiesen.

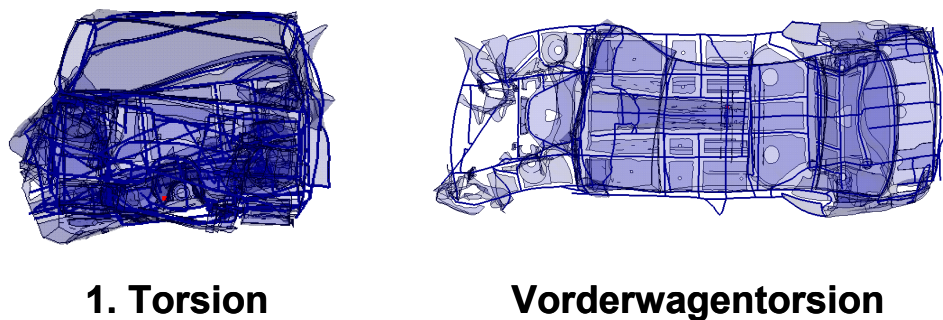


Bild 5.24: Torsionseigenformen der Limousinenkarosserie

Wie in Bild 5.24 zu erkennen ist, stellen die Torsionseigenformen keineswegs nur Verformungen in Fahrzeuglängs-/ Fahrzeughochrichtung dar. Jedoch sind die Verformungskomponenten in Fahrzeugquerrichtung eher globaler Natur und daher nicht von erstrangiger Bedeutung. Bei der Analyse der 1. Torsionseigenform kann deshalb eine Reduktion akzeptiert werden, wie bereits für die Betrachtung der Biegeeigenformen vorgeschlagen.

Bei der Analyse der Vorderwagentorsion ist dies nicht so einfach möglich, da neben der Verformung in Fahrzeughochrichtung auch eine Verformung der Karosserie in Fahrzeugquerrich-

tung und weniger in Fahrzeuginnenrichtung vorliegt. Vor dem Hintergrund des Einsatzes dieses Funktionsmodells in der Konzeptphase der Entwicklung wird versucht die Vorderwagentorsion ebenfalls auf die in Bild 5.23 vorgeschlagenen Elemente der Eigenvektoren zu reduzieren. Da eine Erhöhung der Elementzahl der Eigenvektoren eher negativere Folgen hat.

Die Reduktion der Eigenform auf eine geringere Elementzahl kommt neben der schärferen Abgrenzung unter den einzelnen Eigenformen auch der späteren Definition von Eigenformen zu Gute. Ein Ziel des Funktionsmodells soll es langfristig sein, auf die Gestalt der globalen Eigenformen im Sinne einer Schwingungskomfort steigernden Konfiguration der Karosserie Einfluss zu nehmen. Zu diesem Zweck ist es wenig realistisch Eigenformen abzuleiten, welche aus jeweils 36 Einträgen bestehen. Bei der Vorgabe von vier theoretisch abgeleiteten globalen Eigenformen würde dies eine Definition von $4 \cdot 36$ Elementen bedeuten. Dies ist in der Konzeptphase im Rahmen des Konzeptverständnisses und der zeitlichen Rahmenbedingungen nicht sinnvoll möglich. Durch die Reduktion der Elemente ist ein Kompromiss zwischen der Abbildungsgüte der Eigenformen für den Konzeptprozess und der Möglichkeit einer aktiven Gestaltung der Eigenformen realisiert worden.

5.4.5 Mehrkörperimplementierung

Ziel der vorgestellten Parameteridentifikation ist es, die Eigenformen eines mechanischen Systems aus starren Körpern auf bestimmte Eigenfrequenzlagen einzustellen. Dies wird zu einer komplexen Identifikationsaufgabe, da das mechanische System durch seine bekannte bzw. gegebene Massenverteilung bereits in gewissen Grenzen vorbestimmt ist. Zudem müssen vier bzw. fünf Eigenformen/-frequenzen des mechanischen Systems von neun möglichen eingestellt werden. Dies erschwert die Aufgabe zusätzlich. Aus diesen Gründen ist anschaulich deutlich, dass zur Lösung der Identifikationsaufgabe eine Vielzahl von Optimierungsschritten notwendig sein wird. Damit ist es ungemein wichtig, eine kurze Rechendauer pro Rechenschritt zu ermöglichen.

Für die Berechnung des Mehrkörpersystems stehen mehrere kommerzielle Systeme zur Verfügung, wie z.B. SIMPACK, Adams, Dads, usw. Der Einsatz einer kommerziellen Berechnungssoftware führt jedoch zu einem nicht zu unterschätzenden Kommunikationsaufwand zwischen der Mehrkörperberechnung und der Optimierungssoftware „Matlab Optimization“. Neben diesem Kommunikationsaufwand ist ein hoher zeitlicher Aufwand zur Steuerung des kommerziellen Mehrkörperprogramms notwendig. Im Rahmen dieser Arbeit wurde eine Verwendung der Software SIMPACK geprüft. Dabei konnte festgestellt werden, dass die Durchführung eines Rechenschritts durch das Laden der Berechnungssoftware und dem aufwändigen Auslesen der Ergebnisse im Durchschnitt 18 bis 20 Sekunden dauert. Auf Grund der Tatsache, dass eine relativ große Anzahl von Optimierungsschritten zur Lösung des Optimierungsproblems benötigt wird, ist dieses Vorgehen nicht zu empfehlen. Aus diesem Grund ist eine Alternative erarbeitet worden, die im Folgenden vorgestellt wird.

Voraussetzung

Der Einsatz von kommerziellen Simulationsprogrammen ist auf dem heutigen Stand der Fahrzeugentwicklung unverzichtbar, da durch das große theoretische Wissen und die Erfahrung, die in der Entwicklung derartiger Berechnungswerkzeuge enthalten ist, ein Aufbau eigener Simulationstools im Allgemeinen nicht sinnvoll erscheint. In dem vorliegenden Fall stellt sich allerdings wegen des angesprochenen Zeitproblems durch den langwierigen Aufruf des Simulationstools in der Optimierung die Frage, ob eine eigenständige Mehrkörperberechnung nicht doch zweckmäßig erscheint.

Ziel dieser Implementierung ist es, die Eigenformen und Eigenfrequenzen des Mehrkörpersystems Funktionsmodell zu berechnen. Ein Graphical User Interface (GUI), wie es die kommerziellen Simulationstools anbieten, wird in diesem Fall nicht benötigt.

Für die genannten kommerziellen MKS-Simulationstools ist die Berechnung eines Mehrkörpermodells mit sechs starren Körpern, wie es das Funktionsmodell darstellt, keine Herausforderung. Dagegen ist das Aufstellen der Bewegungsgleichungen von Hand für einen Sechsmassen-Schwinger nicht mehr trivial einfach. Aus diesem Grund wird die Implementierung des Mehrkörperalgorithmus, wie das Optimierungsverfahren selbst, in Matlab umgesetzt. Dazu wird die so genannte „Symbolic Toolbox“ in Matlab verwendet. Mit Hilfe dieser Toolbox ist es möglich, Gleichungen mit Variablen in Matlab zu definieren. Da sich die Parameter des Funktionsmodells bei jedem Optimierungsschritt ändern, ist eine variable Implementierung des Mehrkörperalgorithmus unbedingt notwendig.

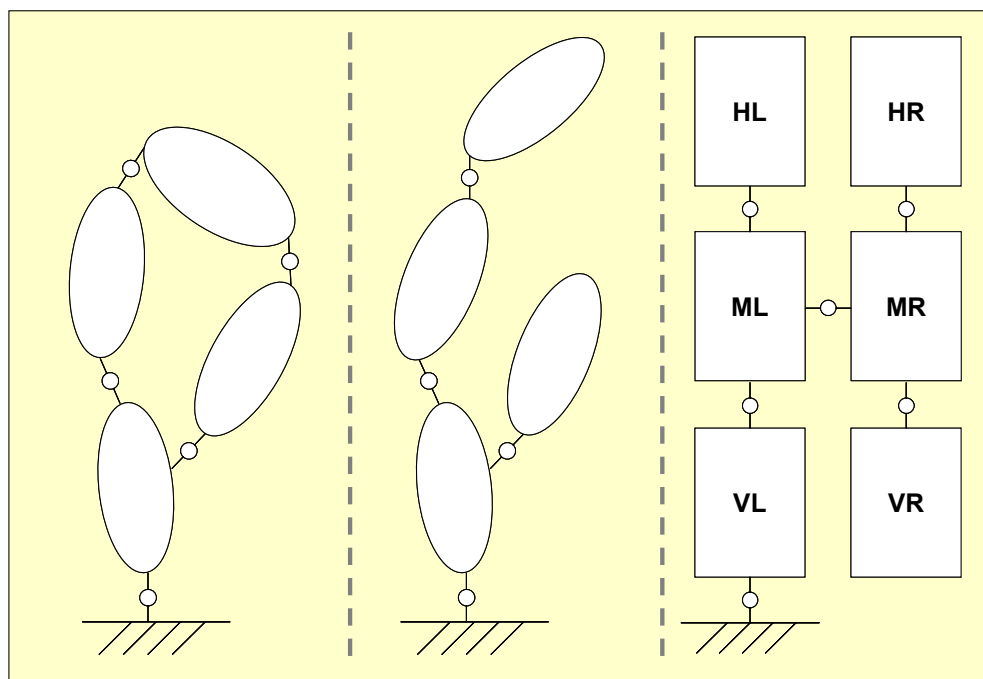


Bild 5.25: Gegenüberstellung einer Baumstruktur mit geschlossener (links) und offener (Mitte) kinematischen Schleife mit der Struktur des Funktionsmodells (rechts)

Als weitere Voraussetzung für eine einfache Umsetzung des Algorithmus und eine schnelle Berechnung des Systems in Matlab muss auf die Verwendung von so genannten Schleifen schließenden Gelenken, wie in Bild 5.25 dargestellt, verzichtet werden. Durch den Einbau Schleifen schließender Gelenke erhält man so genannte Differential Algebraic Equations (DAE) als Bewegungsgleichungen für das Mehrkörpersystem. Dies hat zur Folge, dass eine Lösung der Bewegungsgleichung nicht mehr analytisch möglich ist, sondern durch die Wahl spezieller Lösungsalgorithmen iterativ gelöst werden muss [26]. Hinsichtlich der Implementierung des Funktionsmodells wird hier anschaulich deutlich, dass eine iterative Berechnung des Mehrkörpersystems aus zeitlichen Gründen ausscheidet. Aus diesem Grund ist es notwendig, das Funktionsmodell ohne Schleifen schließende Gelenke zu definieren. Dadurch entstehen so genannte Ordinary Differential Equations (ODE) als Bewegungsgleichungen, welche mit einfachen Lösungsalgorithmen direkt ohne Iterationen gelöst werden können [26]. Unter den gegebenen Voraussetzungen erscheint die Implementierung des Mehrkörperformalismus in Matlab als Zeit und damit Gewinn bringend.

Umsetzung in Matlab

Die Berechnung der Eigenfrequenzen und –formen wird in zwei Schritte unterteilt. In einem ersten Schritt werden die benötigten mechanischen Systemmatrizen abgeleitet und parametrisiert. Im zweiten Schritt wird ein Algorithmus zur Berechnung des Mehrkörpersystems aufgebaut. Dies ist in Bild 5.26 dargestellt.

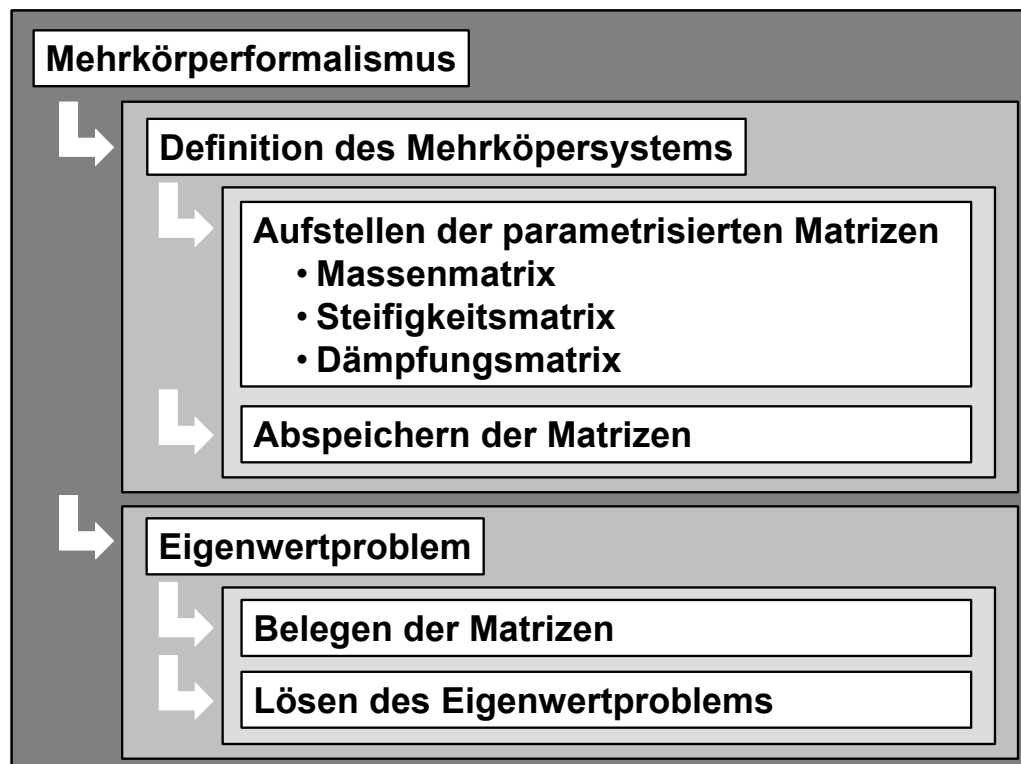


Bild 5.26: Gliederung des umgesetzten Mehrkörperformalismus

Wie in Kapitel 2 ausführlich dargestellt, können die Eigenfrequenzen und -formen eines Mehrkörpersystems durch die Lösung der Systemmatrix ${}_s\mathbf{A}$ gewonnen werden. Diese Systemmatrix lässt sich aus der allgemeinen Bewegungsgleichung (5.13) ableiten.

$$\mathbf{M} \cdot \ddot{\mathbf{x}} + \mathbf{D} \cdot \dot{\mathbf{x}} + \mathbf{C} \cdot \mathbf{x} = \mathbf{Q} \quad (5.13)$$

Nach der Ableitung in den Zustandsraum erhält man (5.14)

$$\begin{Bmatrix} \dot{\mathbf{x}} \\ \ddot{\mathbf{x}} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} \mathbf{0} & \mathbf{E} \\ -\mathbf{M} \cdot \mathbf{C}^{-1} & -\mathbf{M} \cdot \mathbf{D}^{-1} \end{bmatrix} \cdot \begin{Bmatrix} \mathbf{x} \\ \dot{\mathbf{x}} \end{Bmatrix} + \{\mathbf{B}\} \cdot \mathbf{u} \quad (5.14)$$

Durch das Fehlen einer äußeren Anregung reduziert sich die Formel auf

$$\begin{Bmatrix} \dot{\mathbf{x}} \\ \ddot{\mathbf{x}} \end{Bmatrix} = [{}_s\mathbf{A}] \cdot \begin{Bmatrix} \mathbf{x} \\ \dot{\mathbf{x}} \end{Bmatrix} \quad (5.15)$$

Wobei sich ${}_s\mathbf{A}$ wie folgt zusammensetzt.

$$[{}_s\mathbf{A}] = \begin{bmatrix} \mathbf{0} & \mathbf{E} \\ -\mathbf{M} \cdot \mathbf{C}^{-1} & -\mathbf{M} \cdot \mathbf{D}^{-1} \end{bmatrix} \quad (5.16)$$

Aus dieser mathematischen Betrachtung wird anschaulich klar, dass zur Berechnung der Eigenfrequenzen und -formen des Funktionsmodells die Massen-, Dämpfungs- und Steifigkeitsmatrix benötigt wird. Da, wie in Kapitel 5.4 erläutert, eine Aufteilung der Parameteridentifikation in eine erste Steifigkeitsidentifikation und eine zweite Dämpfungsidentifikation vorgenommen wird, reduziert sich in der ersten Teilidentifikation die Gleichung für ${}_s\mathbf{A}$ auf

$$[{}_s\mathbf{A}] = \begin{bmatrix} \mathbf{0} & \mathbf{E} \\ -\mathbf{M} \cdot \mathbf{C}^{-1} & \mathbf{0} \end{bmatrix} \quad (5.17)$$

Das bedeutet, dass für die erste Identifikation der Steifigkeiten des Mehrkörpersystems nur die Massen- und Steifigkeitsmatrix benötigt werden.

In den Theoretischen Grundlagen ist die Aufstellung der Bewegungsgleichung nach Lagrange 2. Art dargestellt.

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{dE_{\text{kin}}}{dq_j} \right) - \frac{dE_{\text{kin}}}{dq_j} + \frac{dE_{\text{pot}}}{dq_j} = Q_j \quad (5.18)$$

Für die Ermittlung der Matrizen ist neben der Lagrange Gleichung 2. Art die Frage zu klären wie viele und welche generalisierten Freiheitsgrade das Mehrkörpersystem besitzt. Dazu ist in Bild 5.27 das Funktionsmodell noch einmal in schematischer Form gezeigt.

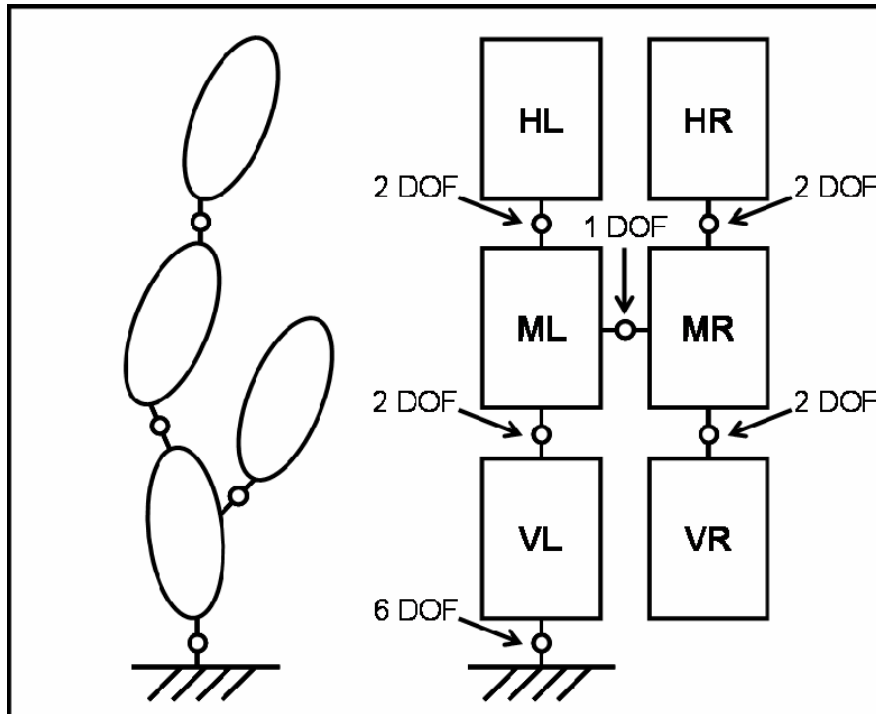


Bild 5.27: Funktionsmodell mit Freiheitsgraden

Darin wird die reine Baumstruktur des Mehrkörpermodells wiederum deutlich, da zwischen den beiden vorderen und den beiden hinteren Körpern jeweils kein Gelenk implementiert ist, sondern stattdessen nur Federn im Modell vorhanden sind.

Durch die Freischaltung spezieller Freiheitsgrade zwischen den einzelnen starren Körpern des Modells ist es gelungen eine minimale Konfiguration von Freiheitsgraden zu generieren, welche als generalisierte Koordinaten gelten können. Die Anzahl der generierten Freiheitsgrade hat damit direkten Einfluss auf die Größe der abzuleitenden Matrizen. Die neun inneren Freiheitsgrade, die das Funktionsmodell besitzt werden um sechs weitere Freiheitsgrade des ersten Körpers vorne links erweitert. Damit ergeben sich 15 Freiheitsgrade was zu symmetrischen 15×15 Matrizen für die Masse, Dämpfung und Steifigkeit ergibt. Damit ist anschaulich klar, dass die Lösung der Systemmatrix ${}_s\mathbf{A}$ mit ihrer doppelten Dimension von 30×30 nicht mehr per Hand gelöst werden kann. Weiterhin ist zu beachten, dass die Art der Kopplungen zwischen den Körpern und damit der Freiheitsgrade direkten Einfluss auf die Matrizen besitzen. Durch die Sperrung einzelner Freiheitsgrade zwischen den Körpern kommt es zu komplexen Kopplungen in den Matrizen. Dies soll an einem Beispiel veranschaulicht werden.

Bei Analyse der linken Seite des Funktionsmodells ergibt sich eine Kopplung in den Systemmatrizen durch den fehlenden rotatorischen Freiheitsgrad des hinteren Körpers gegenüber dem mittleren Körper um die Fahrzeuglängsachse (α). Damit besitzt der hintere Körper die gleiche Rotation um die Fahrzeuglängsachse wie der mittlere Körper.

$$\alpha_{HL} = \alpha_{ML} \quad (5.19)$$

$$\alpha_{HR} = \alpha_{MR}$$

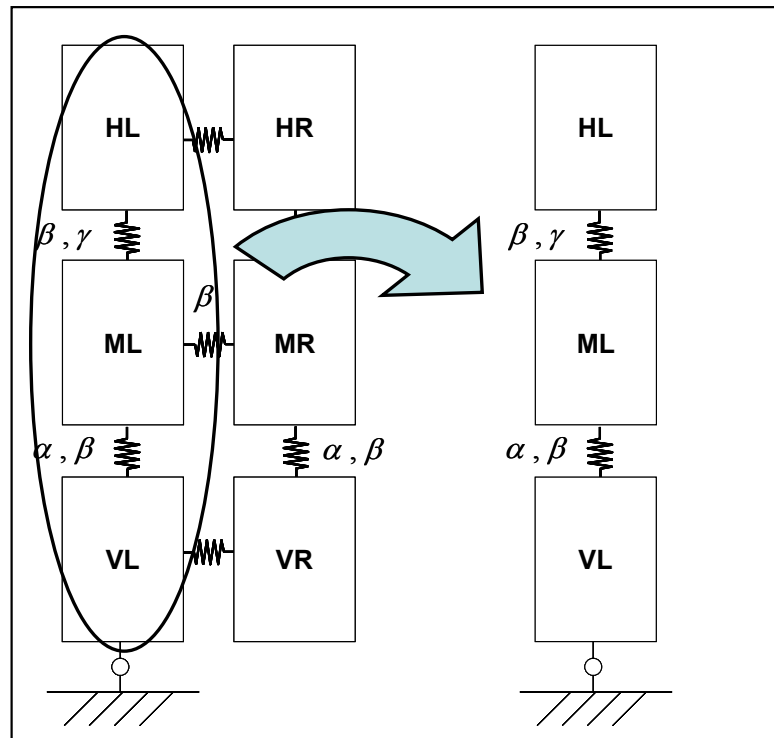


Bild 5.28: Beispiel für die komplexen Kopplungen des Funktionsmodells

Dies ist bei der Aufstellung der Matrizen explizit zu berücksichtigen. Zusätzlich zu dieser Schwierigkeit ergibt sich die Frage der Transformation der relativen auf die globalen Koordinaten. Die dafür notwendige Transformationsmatrix [47] lautet

$$S = \begin{bmatrix} \cos \gamma \cdot \cos \beta - \sin \gamma \cdot \sin \alpha \cdot \sin \beta & -\sin \gamma \cdot \cos \alpha & \cos \gamma \cdot \sin \beta + \sin \gamma \cdot \sin \alpha \cdot \cos \beta \\ \sin \gamma \cdot \cos \beta + \cos \gamma \cdot \sin \alpha \cdot \sin \beta & \cos \gamma \cdot \cos \alpha & \sin \gamma \cdot \sin \beta - \sin \gamma \cdot \sin \alpha \cdot \cos \beta \\ -\cos \alpha \cdot \sin \beta & \sin \alpha & \cos \alpha \cdot \cos \beta \end{bmatrix} \quad (5.20)$$

Nach Durchführung einer Linearisierung und unter Vernachlässigung der quadratischen und kubischen Terme ergibt sich daraus die linearisierte Transformationsmatrix.

$$S = \begin{bmatrix} 1 & -\gamma & \beta \\ \gamma & 1 & -\alpha \\ -\beta & \alpha & 1 \end{bmatrix} \quad (5.21)$$

Aufbauend auf den analytischen Grundlagen der Herleitung der Matrizen kann nun ein Algorithmus zur automatischen Generierung dieser Matrizen implementiert werden. Zur Berechnung des Mehrkörpersystems werden die Matrizen in einem ersten Schritt automatisch aufgebaut und in einem zweiten Schritt mit den tatsächlichen Variablenparametern besetzt und berechnet. Dies ist notwendig, da die Berechnung der Systemmatrix sA auf Grund der Tatsache, dass die Massenmatrix bei der Berechnung invertiert werden muss, bei den vorliegenden Dimensionen unter Verwendung der „Symbolic Toolbox“ in Matlab nicht mehr möglich ist.

Deshalb müssen vor der Berechnung der Systemmatrix die Massen-, Dämpfung- und Steifigkeitsmatrizen vorliegen. Somit ist der erste Schritt der Berechnung einmal zu Beginn einer Parameteridentifikation durchzuführen, da sich die Topologie des Mehrkörpersystems während der Parameteridentifikation nicht mehr ändert. Der zweite Schritt der Besetzung der Matrizen mit den tatsächlichen Werten, der Berechnung der Systemmatrix sA und deren Eigenfrequenzen und -formen muss dagegen in jedem Optimierungsschritt durchgeführt werden.

Implementierung des Mehrkörperformalismus

Wie bereits angesprochen wird die Berechnung der Eigenwertaufgabe in zwei Schritte unterteilt, was in Bild 5.26 skizziert ist. Im Folgenden soll eine Übersicht über den eigens für das Funktionsmodell entwickelten und implementierten Algorithmus zur Berechnung dieser Eigenwertaufgabe gegeben werden.

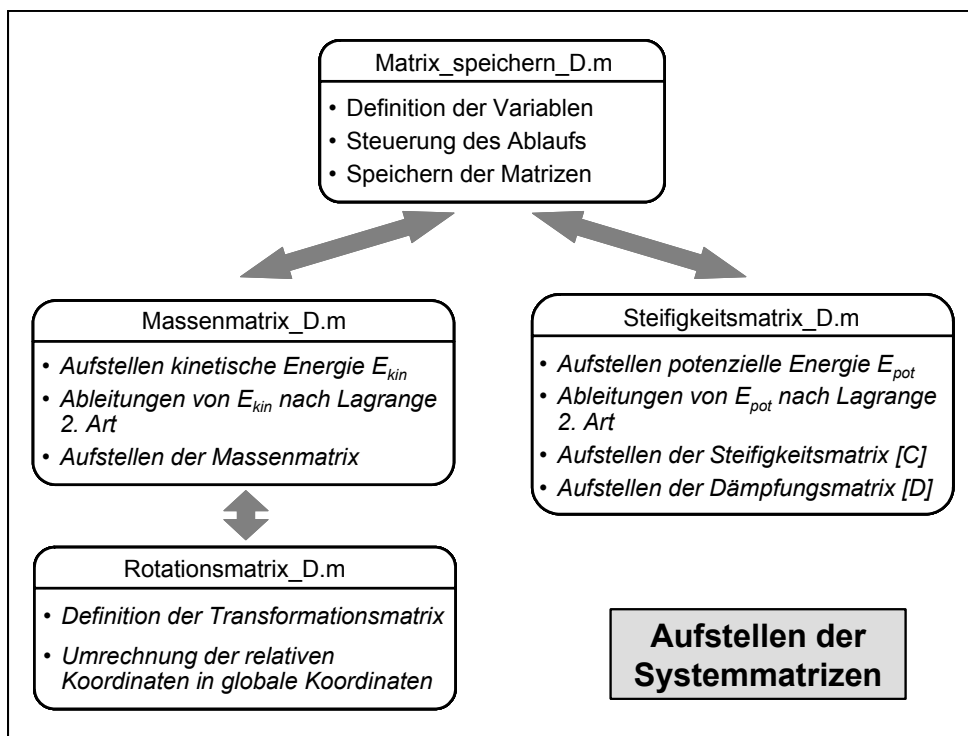


Bild 5.29: Entwickelter Algorithmus zur parameterunabhängigen Definition der Systemmatrizen M, C und D

Im ersten Schritt werden die Matrizen der Massen, Dämpfung und Steifigkeit durch Ableitung der Lagrange'schen Gleichung 2. Art Symbol orientiert aufgestellt. Der dazu aufgebaute Algorithmus, welcher nur einmal zu Beginn einer Parameteridentifikation durchlaufen werden muss, ist in Bild 5.29 dargestellt. Der zweite Schritt der Berechnung des Mehrkörpersystems erfolgt in jedem Optimierungsschritt. Dabei werden die im ersten Schritt definierten Symbol orientierten Systemmatrizen parametrisiert. Daran anschließend wird das Eigenwertproblem gelöst und die Eigenvektoren berechnet. Der Ablauf dieses zweiten Schrittes ist schematisch in Bild 5.30 zu sehen.

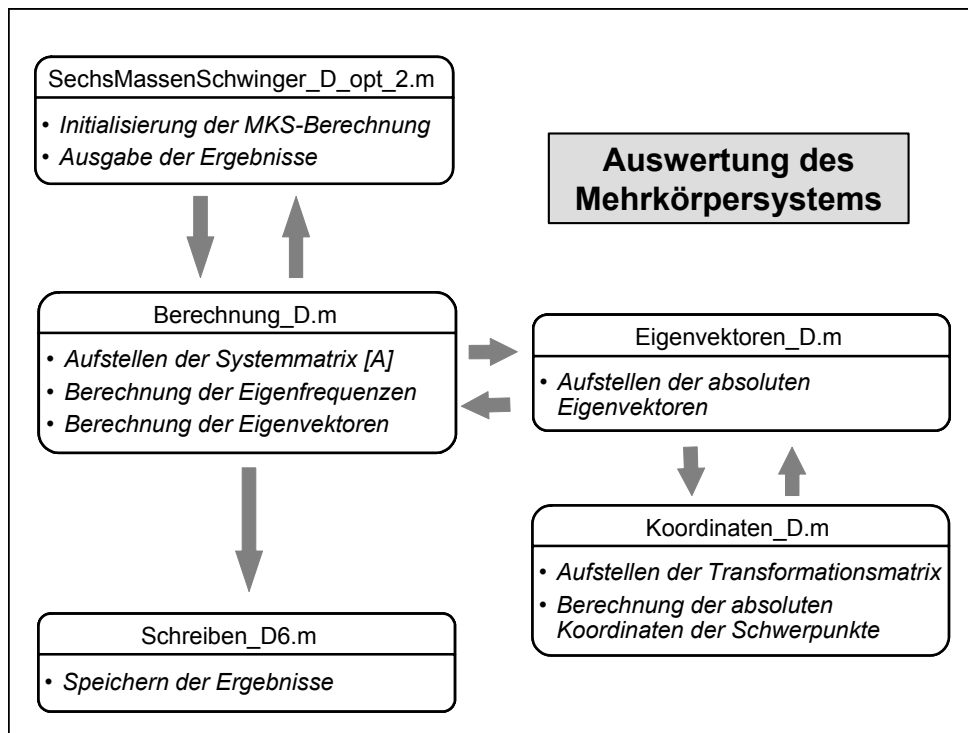


Bild 5.30: Entwickelter Algorithmus zur Berechnung der Eigenwerte des Mehrkörpersystems

5.4.6 Expertensystem

Aus der Entscheidung ein Optimierungsverfahren 2. Ordnung für das vorliegende Optimierungsproblem zu wählen resultiert die Einschränkung, dass durch dieses Optimierungsverfahren kein absolutes Optimum gefunden werden kann. Für eine ausreichend gute Lösung des Optimierungsproblems und eine zuverlässige Absicherung dieser Lösung ist es deshalb notwendig, das Optimierungsverfahren an verschiedenen Startpunkten mit verschiedenen Startkonfigurationen der Parameter beginnen zu lassen. Damit wird klar, dass die Optimierung mehrmals durchlaufen werden muss. Am Ende muss der Anwender selbst entscheiden, welche Lösung die Beste ist. Dabei stellt sich aber die Frage der Praktikabilität. Vor dem Hintergrund einer durchaus langwierigen Optimierungsrechnung über mehrere Stunden, muss eine Automatisierung der Entscheidung entwickelt werden, ob und wie ein neuer Optimierungslauf gestartet werden soll.

Darüber hinaus muss eine Steuerung der Parameteridentifikation entwickelt werden, die einen durchgängigen, transparenten und fehlerrobusten Ablauf der einzelnen, in Kapitel 5.3 neu entwickelten und vorgestellten, Strategien der Teilidentifikationen ermöglicht.

Als Lösung dieser beiden Anforderungen ist eine Art Expertensystem implementiert, welches eine Steuerung der Identifikation nach ingenieurmäßigen Maßstäben erlaubt.

Zur Lösung des Problems der immer neuen Startkonfigurationen ist ein System implementiert, welches den besten ermittelten Zielfunktionswert der Optimierung mit einem bestimmten Zielwert vergleicht. Ist dieser Zielwert nicht unterschritten, wird über einen Zufallsgenera-

tor eine neue Startkonfiguration an Parametern für die nächste Optimierung generiert. Dies wird so oft wiederholt, bis der beste Zielfunktionswert den Zielwert unterschreitet, was in Bild 5.31 zu sehen ist. Da zu Beginn einer Optimierung nicht exakt bestimmt werden kann, wie groß der Zielfunktionswert eines qualitativ guten Optimierungsergebnisses tatsächlich ist, gibt es eine obere Grenze von möglichen Startwertkonfigurationen.

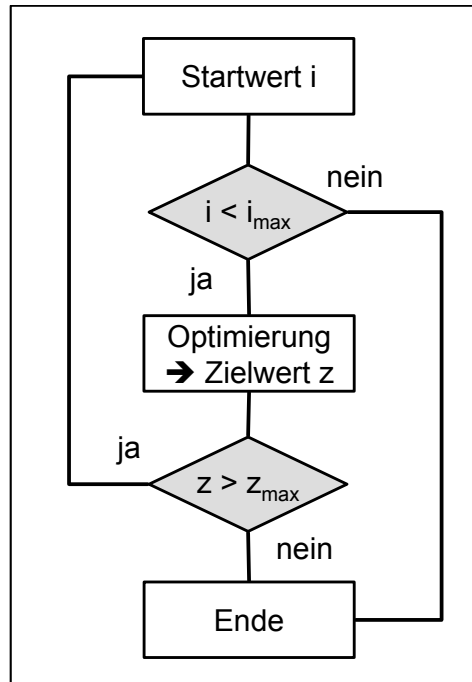


Bild 5.31: Algorithmus der Optimierung

Beim Übergang zwischen der Teilidentifikation der Eigenformen zu der Teilidentifikation der Eigenformen und -frequenzen werden dabei als bestes Ergebnis die erreichten Übereinstimmungen der berechneten Eigenformen mit den Referenzeigenformen übergeben. Da mit einer reinen Identifikation nach den Eigenformen die besten Übereinstimmungen mit den Referenzeigenformen erreicht werden, die ermittelt werden können, werden die berechneten Übereinstimmungen als Zielreferenzen für die Eigenformen der darauf folgenden Teilidentifikation nach den Eigenfrequenzen und -formen verwendet. Dagegen werden beim Übergang zwischen Biege- und Torsionsidentifikation die in der Biegeidentifikation ermittelten Parameter als gesetzte Parameter an die Torsionsidentifikation übergeben.

5.5 Topologie der Parameteridentifikation

Nach der ausführlichen Darstellung der einzelnen Elemente der neu entwickelten Parameteridentifikation für das Funktionsmodell wird in Bild 5.32 zusammenfassend ein Überblick über die Topologie der einzelnen Komponenten gegeben.

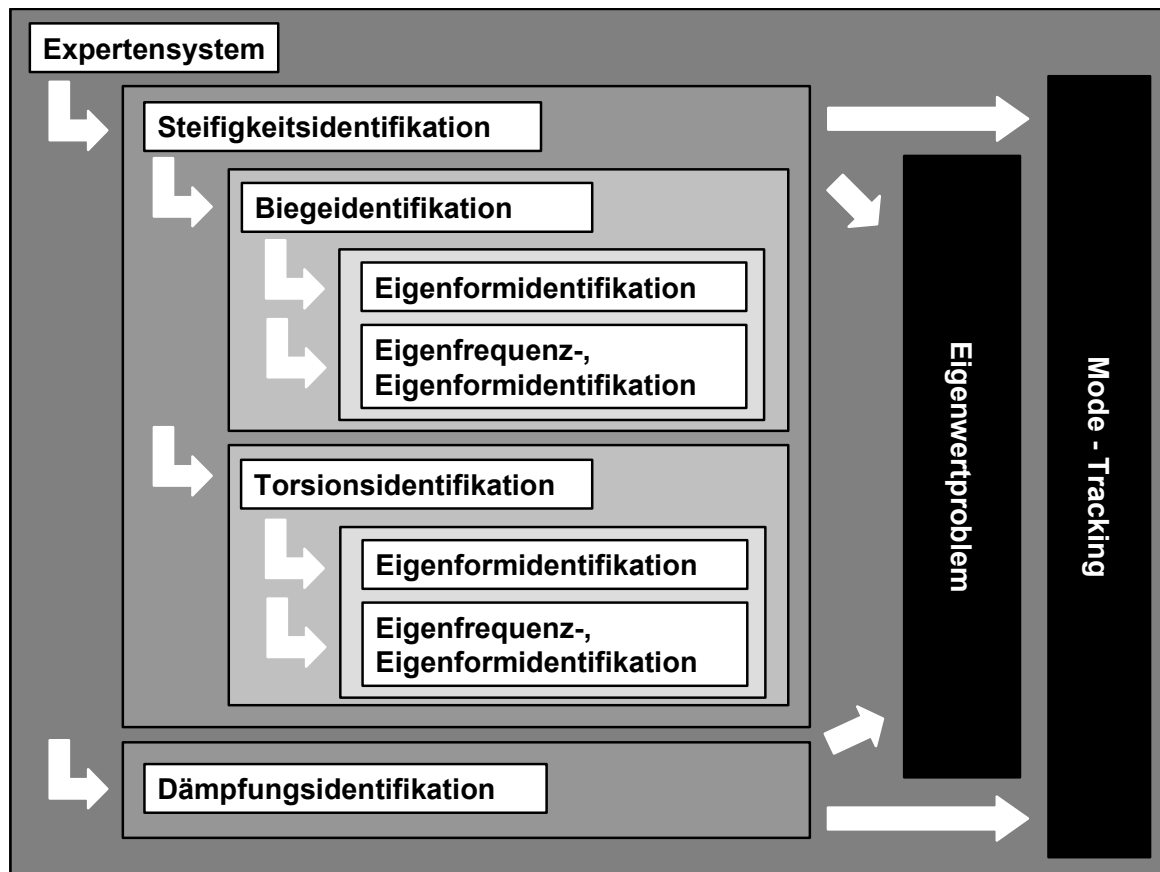


Bild 5.32: Topologie der Parameteridentifikation

Den Rahmen der Parameteridentifikation bildet das Expertensystem, welches die untergeordnete Identifikation der Biege- und Torsionseigenformen steuert und nach ganz einfachen Algorithmen dahingehend regelt, dass eine aktive Steuerung der Anzahl der Optimierungsalgorithmen vorgenommen wird. Die zweite Ebene der Topologie teilt sich in die getrennte Identifikation der Steifigkeits- und Dämpfungsparameter des Funktionsmodells auf. Dabei wird eine weitere Auftrennung der Steifigkeitsidentifikation in eine Identifikation der Biegeeigenformen und der Torsionseigenformen durchgeführt. Innerhalb beider Identifikationsebenen werden topologisch die gleichen Strukturen durchlaufen. Einer ersten Identifikation nach den Eigenformen des Funktionsmodells folgt eine Identifikation der Eigenformen und -frequenzen des Funktionsmodells. Diese Identifikationen basieren einerseits auf der Lösung des Eigenwertproblems, welches sich aus dem Mehrkörpersystem Funktionsmodell ableiten und durch den implementierten Mehrkörperformalismus berechnen lässt und andererseits auf der automatischen Identifikation der untersuchten Eigenformen des Funktionsmodells, dem so genannten Mode - Tracking.

Die Identifikation der Dämpfungsparameter ähnelt der Identifikation der Steifigkeitsparameter, da sie ebenfalls auf dem implementierten Mehrkörperformalismus, sowie dem Mode - Tracking basiert. Allerdings ist diese Optimierung nicht so komplex aufgeteilt. Sie durchläuft nur eine Identifikation nach den modalen Dämpfungen des Funktionsmodells.

5.6 Beispiel einer Parametrisierung

Zum Abschluss des Kapitels über die Definition und Ermittlung der virtuellen Parameter des Funktionsmodells wird im Folgenden ein Beispiel für den allgemeinen Ablauf der implementierten Parameteridentifikation gegeben.

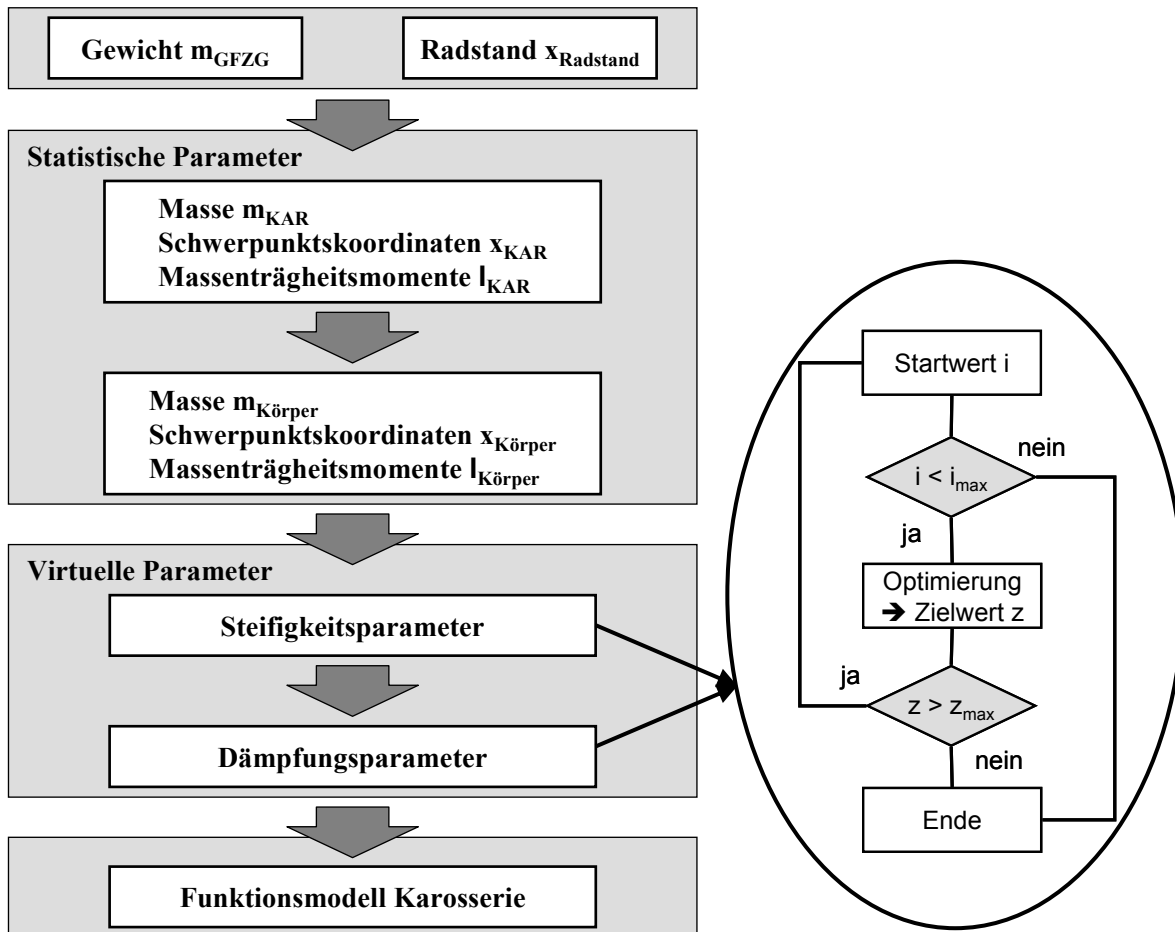


Bild 5.33: Ablauf der Definition der Parameter des Funktionsmodells mit dem allgemeinen Basisalgorithmus der Parameteridentifikation der Definition der virtuellen Parameter

Davor ist in Bild 5.33 der Ablauf zur Definition des Funktionsmodells gegeben. Dabei werden ausgehend vom Gesamtgewicht und vom Radstand des neuen Fahrzeugkonzepts im ersten Schritt die statistischen Parameter der Karosserie ermittelt, aus welchen anschließend die statistischen Parameter der einzelnen Körper des Funktionsmodells abgeleitet werden. Im zweiten Schritt werden die Steifigkeitsparameter festgelegt. Dazu wird ein komplexer Algorithmus verwendet, dessen Basisausführung ebenfalls in Bild 5.33 gezeigt ist. Die ausführliche Darstellung ist in Bild 5.32 gegeben, in der zusätzlich die Ermittlung der Dämpfungsparameter skizziert ist, deren Identifikation auf dem gleichen Basisalgorithmus wie die Identifikation der Steifigkeitsparameter basiert. Nach Ermittlung der virtuellen Parameter ist das

Funktionsmodell definiert. In Tabelle 5.6 ist die Beispielkonfiguration für die statistischen Parameter des Funktionsmodells gegeben.

Tabelle 5.6: Statistische Parameter des Funktionsmodells

Statistische Parameter des Funktionsmodell			
	VL / VR	ML / MR	HL / HR
m [kg]	90,6	330,4	111,9
I_{xx} [kgm²]	4,98	40,98	12,59
I_{yy} [kgm²]	16,81	122,82	24,56
I_{zz} [kgm²]	15,56	100,45	18,39
x_S [m]	0	-1,33	-2,926
y_S [m]	+/-0,5	+/-0,5	+/-0,5
z_S [m]	0,2	0,25	0,4

Daran anschließend ist es notwendig, die implementierte Methode der Parameteridentifikation zu konfigurieren. Dazu müssen folgende Werte definiert werden:

- Die Gewichtungsfaktoren der Zielfunktion sind anzupassen.
- Die Anzahl der maximalen Optimierungen muss definiert werden.
- Eine untere Grenze für einen ausreichenden Zielfunktionswert ist zu wählen.
- Verschiedene Basis-Startwertkonfigurationen werden definiert.

Nach Einstellung der genannten Konfigurationsparameter kann die Parameteridentifikation gestartet werden. Nach dem Start beginnt die Identifikation der Biegeeigenformen nach den Eigenformen. Das Ergebnis der einzelnen Identifikationen von verschiedenen Startwertkonfigurationen aus ist in Bild 5.34 zu sehen.

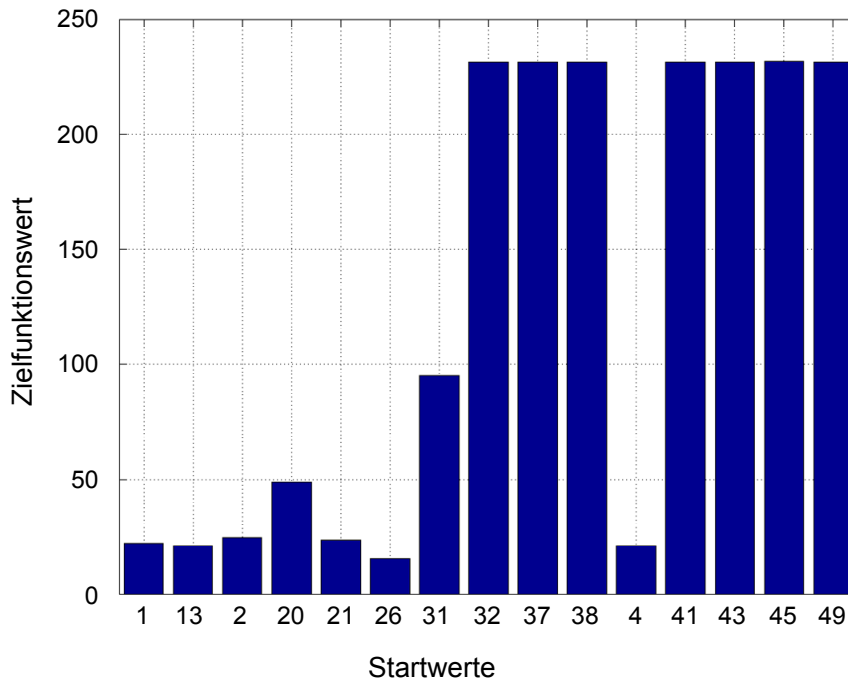


Bild 5.34: Eigenformidentifikation der Biegeeigenformen

Aus den Ergebnissen der Eigenformidentifikation der Biegeeigenformen wird das beste Ergebnis, welches in der Startwertkonfiguration 26 mit einem Zielfunktionswert von 15,67 ermittelt werden konnte, ausgewählt und die dabei ermittelten Identifikationsparameter des Funktionsmodells als Startwerte für die Eigenfrequenz- und Eigenformidentifikation definiert, die sich im Folgenden anschließt. Der Verlauf dieser Identifikation ist in Bild 5.35 dargestellt.

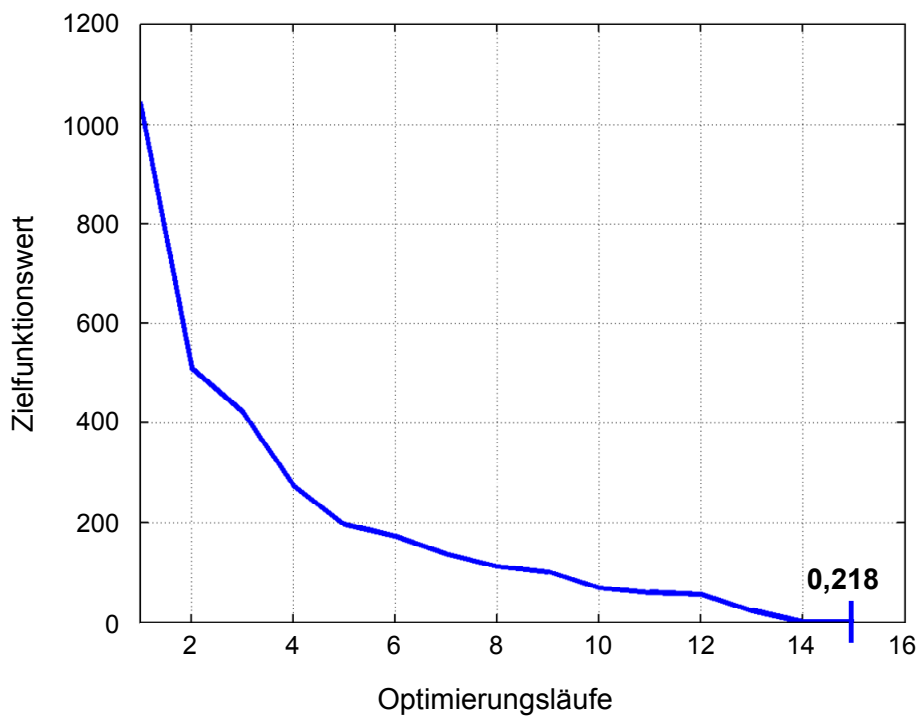


Bild 5.35: Eigenform/-frequenzidentifikation der Biegeeigenformen

Nach der Ermittlung des besten Ergebnisses aus der Eigenform-/ Eigenfrequenzidentifikation der Biegeidentifikation mit einem Zielfunktionswert von 0,218 können die Parameter für die Torsionsidentifikation festgelegt werden.

Daran schließt sich, wie bei der Biegeeigenformidentifikation, zuerst eine Identifikation nach den Eigenformen an, deren Ergebnis in Bild 5.36 dargestellt ist.

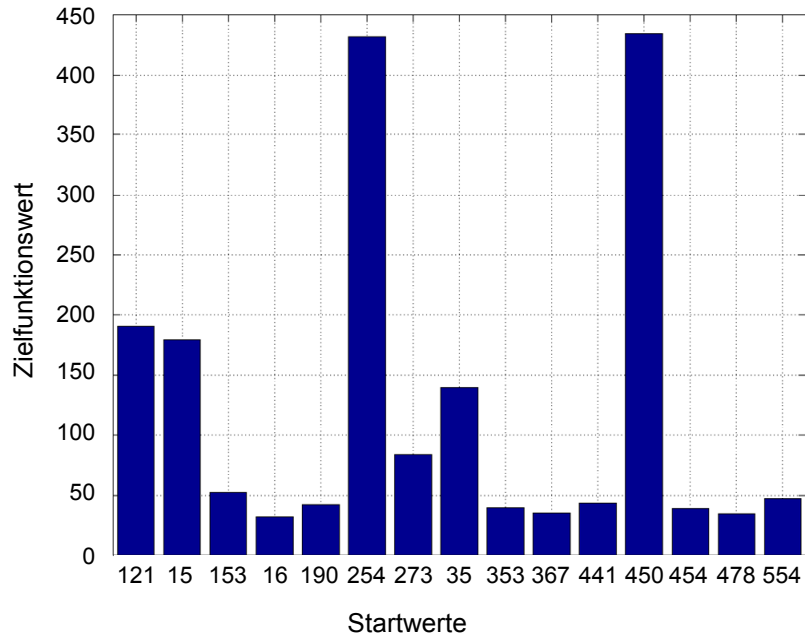


Bild 5.36: Eigenformidentifikation der Torsionseigenformen

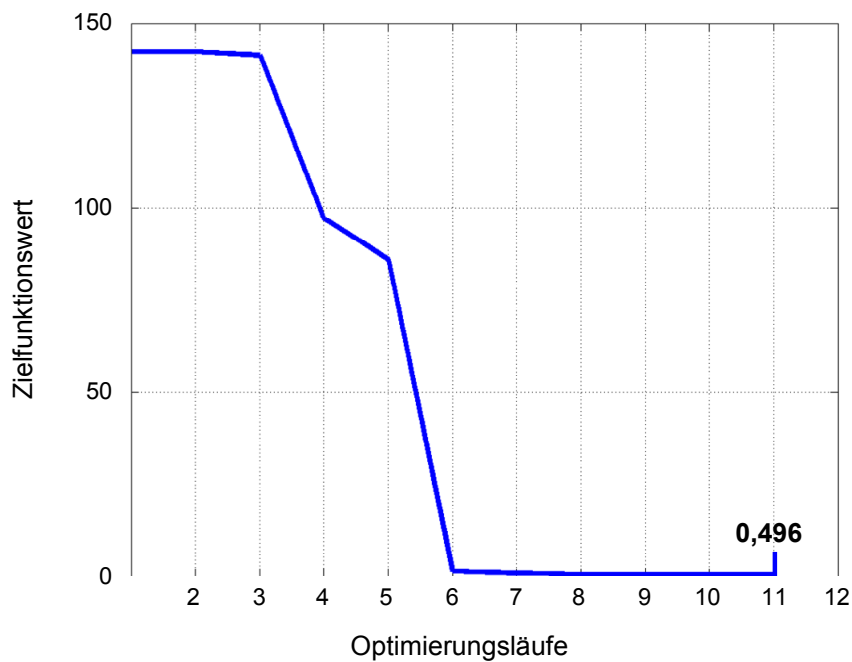


Bild 5.37: Eigenform/-frequenzidentifikation der Torsionseigenformen

Mit den Ergebnissen der Eigenformidentifikation schließt sich die Identifikation nach den Eigenformen und –frequenzen an, deren Ergebnis in Bild 5.37 dargestellt ist.

Zum Abschluss der Steifigkeitsidentifikation ist in Tabelle 5.7 eine Übersicht über die Ergebnisse der einzelnen Teilidentifikationen gegeben.

Tabelle 5.7: Zusammenfassung der Steifigkeitsidentifikation

Biegeeigenformen							
Identifikation	Zielfunktionswert		Parameter				
			Z_V	Z_H	CY_MV	CY_MH	
Eigenform	Start		26	26	26	26	
	Ergebnis	15,67	-60,78	36,08	24,25	19,89	
Eigenfrequenz/-form	Start		-60,78	36,08	24,25	19,89	
	Ergebnis	0,218	-78,85	56,43	32,59	26,08	
Torsionseigenformen							
			CZ_HLR	CX_VLR	CY_LR	C_VLR	C_HLR
Eigenform	Start		16	16	16	16	16
	Ergebnis	32,43	218,74	50,11	160,44	13,44	61,92
Eigenfrequenz/-form	Start		218,74	50,11	160,44	13,44	61,92
	Ergebnis	0,496	251,74	55,218	369,58	10,42	17,76

Mit diesen Parametern wird nun wiederum die Dämpfungsidentifikation gestartet, bei der allerdings nur die Anzahl der Optimierungsläufe definiert werden muss. Das Ergebnis einer beispielhaft durchgeführten Parameteridentifikation für das Karosseriederivat Limousine ist in Tabelle 5.8 zusammengestellt.

Tabelle 5.8: Ergebnis der Dämpfungsidentifikation

Dämpfungsidentifikation							
Zielfunktionswert	Parameter						
	DY_MV	DY_MH	DZ_HLR	DX_VLR	DY_LR	D_VLR	D_HLR
0,62	668,99	507,2	95,96	274,54	6522,7	63,64	96,81

6 Verifikation der Methode „Funktionsmodell Karosserie“

In den vorangegangenen Kapiteln wurde nach der Erläuterung des Funktionsmodells in Kapitel 3, die Ableitung der statistischen Parameter in Kapitel 4 und der virtuellen Parameter in Kapitel 5 ausführlich gezeigt. Im Folgenden sollen die dabei ermittelten Ergebnisse für das Funktionsmodell erläutert und verifiziert werden. Für die Verifikation und Beurteilung der Güte des erreichten Ergebnisses stehen zum einen Mehrkörpersimulationsmodelle mit starrer Karosserie, zum anderen mit einer flexiblen Karosserie zur Verfügung. Dies impliziert, dass die Verifikation der Methode „Funktionsmodell Karosserie“ an einem bestehenden Karosseriekonzept durchgeführt wird. Dabei handelt es sich um ein Limousinenderivat der Oberklasse. Bei der Verifikation und Beurteilung der entwickelten Methode wird in zwei Schritten vorgegangen. Im ersten Schritt wird das Funktionsmodell der Karosserie als explizites mechanisches System untersucht. Im zweiten Schritt schließt sich dann eine Beurteilung der Güte des Funktionsmodells Karosserie im Gesamtfahrzeug an. In beiden Schritten ist es für eine vollständige Verifikation unabdingbar, folgende drei Kriterien zu analysieren:

- Lage der Eigenfrequenzen
- Gestalt der Eigenformen
- Dynamisches Verhalten des Modells bei verschiedenen Anregungen

6.1 Vorstellung des Verifikationsobjekts

Zur Verifikation der Methode „Funktionsmodell Karosserie“ wird das Modell eines Oberklassefahrzeugs herangezogen, in welches das Funktionsmodell der Karosserie integriert wird. Das Modell ist in Bild 6.1 gezeigt.

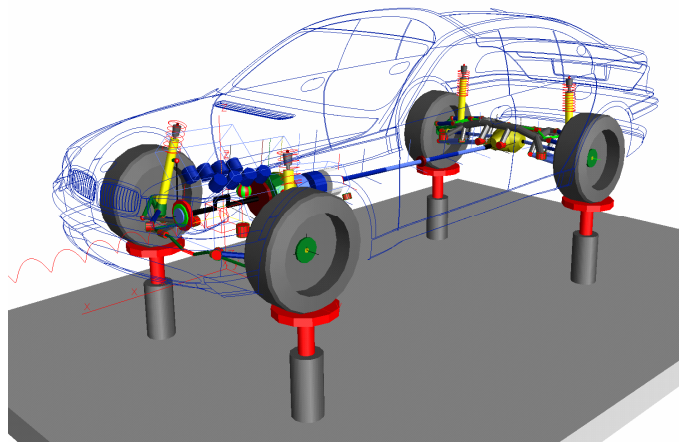


Bild 6.1: Mehrkörpersimulationsmodell einer Limousine der Oberklasse

Aus Geheimhaltungsgründen ist das Modell technisch etwas verfremdet, so dass die dargestellten Werte der einzelnen Charakteristika des Modells nicht den tatsächlichen Modellwerten entsprechen. Eine Beurteilung des Funktionsmodells Karosserie ist nichts desto trotz sehr gut möglich.

Im Folgenden sind die wichtigsten Charakteristika des Referenzmodells aufgeführt.

Tabelle 6.1: Wichtige Charakteristika des Referenzmodells

Modell	
Derivat	Limousine
Gesamtmasse	1800 kg
Radstand	2,99 m
Eigenwerte	
1. Biegung	29,5 Hz
2. Biegung	31,5 Hz
1. Torsion	33,1 Hz
Vorderwagentorsion	36,0 Hz

Zur Vervollständigung des Bildes vom vorliegenden Mehrkörpermodell der Oberklasselimousine ist in Bild 6.2 eine Systemantwort in Form einer Beschleunigungsmessung in Vertikalrichtung am vorderen Verschraubungspunkt der äußeren Fahrersitzschiene bei einer gleichphasigen vertikalen Anregung der beiden Vorderräder gegeben.

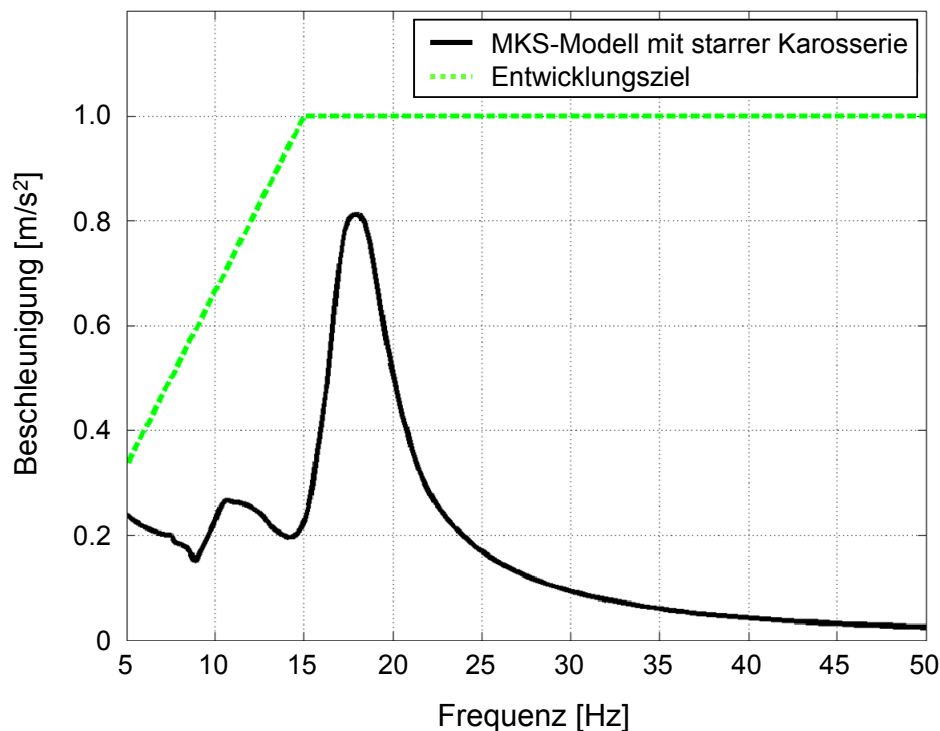


Bild 6.2: Berechneter Amplitudenverlauf einer Beschleunigungsmessung in Vertikalrichtung am vorderen Verschraubungspunkt der äußeren Sitzschiene bei einer gleichphasigen vertikalen Anregung der beiden Vorderräder

6.2 Standardanregungen an der Karosserie

Bei der Analyse der Güte des Funktionsmodells muss an erster Stelle ein Abgleich der Struktur Karosserie ohne Koppeleffekte aus anderen Subsystemen des Fahrzeugs erfolgen. Aus diesem Grund wird im Folgenden das Funktionsmodell als strukturdynamisch „frei-frei“-gelagertes Modell betrachtet.

Wie in der Einleitung dieses Kapitels beschrieben, müssen neben dem Abgleich der Systemantworten der verschiedenen Modelle mit starrer und flexibler Karosserie, als auch dem Funktionsmodell zuvor die Eigenfrequenzen und Eigenformen der verschiedenen Systeme betrachtet werden. Aus diesem Grund sind in Tabelle 6.2 die Eigenfrequenzen der globalen Eigenformen des Finite-Elemente-Modells der Karosserie und des Funktionsmodells gegenübergestellt. Auf einen Vergleich mit dem starren Karosseriemodell wird an dieser Stelle aus Trivialitätsgründen verzichtet. Die Eigenfrequenzen des Funktionsmodells werden durch die Vorgehensweise aus Kapitel 4 und Kapitel 5 auf das gewünschte Niveau eingestellt.

Tabelle 6.2: Vergleich der globalen Eigenfrequenzen der flexiblen Karosserie sowie des Funktionsmodells

Eigenfrequenz	Karosseriemodell	
	Finite-Elemente-Modell	Funktionsmodell
1. Biegung	29,5 Hz	29,5 Hz
2. Biegung	31,5 Hz	31,5 Hz
1. Torsion	33,1 Hz	33,1 Hz
Vorderwagentorsion	36,0 Hz	36,0 Hz

Aus Tabelle 6.2 lässt sich sehr schön erkennen, dass durch die entwickelte und vorgestellte Methode zum Aufbau eines Funktionsmodells der Karosserie die Eigenfrequenzen sehr exakt erreicht werden können. Dazu ist in Bild 6.3 das exakte Ergebnis der Eigenwertanalyse des Funktionsmodells gezeigt.

```

E I G E N V A L U E S
30      # number of Eigenvalues (total)
0       # number of Eigenvalues with positive Real Parts
0       # number of Zero Eigenvalues

```

No.	Real-Part [1/s]	Imag.-Part [rad/s]	Nat.Damping [-]	Frequency [Hz]
1/ 2	0.0000E+00 +/-	4.3546E-02	0.0000	0.0069
3/ 4	0.0000E+00 +/-	4.4323E-02	0.0000	0.0071
5/ 6	0.0000E+00 +/-	1.4068E-01	0.0000	0.0224
7/ 8	0.0000E+00 +/-	2.8896E-01	0.0000	0.0460
9/ 10	0.0000E+00 +/-	4.7727E-01	0.0000	0.0760
11/ 12	0.0000E+00 +/-	4.8743E-01	0.0000	0.0776
13/ 14	0.0000E+00 +/-	1.8535E+02	0.0000	29.4995
15/ 16	0.0000E+00 +/-	1.9794E+02	0.0000	31.5024
17/ 18	0.0000E+00 +/-	2.0792E+02	0.0000	33.0914
19/ 20	0.0000E+00 +/-	2.2625E+02	0.0000	36.0092
21/ 22	0.0000E+00 +/-	3.4669E+02	0.0000	55.1767
23/ 24	0.0000E+00 +/-	3.7314E+02	0.0000	59.3867
25/ 26	0.0000E+00 +/-	8.0885E+02	0.0000	128.7331
27/ 28	0.0000E+00 +/-	5.0376E+03	0.0000	801.7623
29/ 30	0.0000E+00 +/-	5.4522E+03	0.0000	867.7489

Bild 6.3: Ergebnis der Eigenwertanalyse des Funktionsmodells Karosserie

Im zweiten Schritt werden nun die Übereinstimmungen der Eigenformen ermittelt. Auch dazu sind in Tabelle 6.3 die beiden verschiedenen Modelle für die globalen Eigenformen gegenübergestellt, wobei wiederum auf das starre Karosseriemodell verzichtet wird. Vorausgeschickt werden muss an dieser Stelle, dass die Übereinstimmung der Eigenformen durch den implementierten MAC-Vergleich (siehe Kapitel 5.4.4) durchgeführt wird. Bei den ermittelten Eigenformen des Funktionsmodells kann, unter Berücksichtigung der Tatsache, dass bislang

starre Karosseriemodelle keinerlei Eigenformen darstellen konnten, eine gute Übereinstimmung der Eigenformen mit den Eigenformen der flexiblen Karosserie gezeigt werden. Da es sich bei den skalaren Werten der Übereinstimmung aber um das Ergebnis eines Orthogonalitätstests handelt, muss die tatsächliche Güte der Übereinstimmung der abgebildeten Eigenformen in einem Vergleich von Systemantworten an beiden Systemen bestätigt werden.

Tabelle 6.3: Vergleich der globalen Eigenvektoren der flexiblen Karosserie sowie des Funktionsmodells Karosserie an Hand des MAC-Werts

Eigenform	Karosseriemodell	
	Flexibel	Modell
1. Biegung	100 %	84,0 %
2. Biegung	100 %	50,6 %
1. Torsion	100 %	72,4 %
Vorderwagentorsion	100 %	36,2 %

Für den Abgleich des dynamischen Verhaltens der drei Modelle der Karosserie werden im Folgenden verschiedene Anregungen auf die Modelle aufgebracht. Zum Vergleich werden die Amplituden- und Phasenverläufe der Systemantwort der Beschleunigung in Vertikalrichtung am vorderen Verschraubungspunkt der äußeren Fahrersitzschiene über der Frequenz aufgetragen. In Bild 6.4 ist die Konfiguration der Messung gegeben.

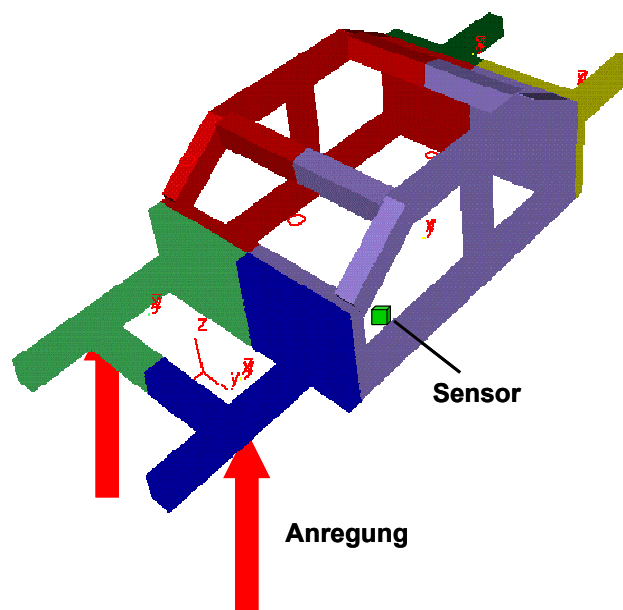


Bild 6.4: Karosserie mit beispielhafter vertikaler Anregung an den Federbeindomen vorne und vertikaler Beschleunigungsmessung am vorderen Verschraubungspunkt der äußeren Fahrersitzschiene (FSS)

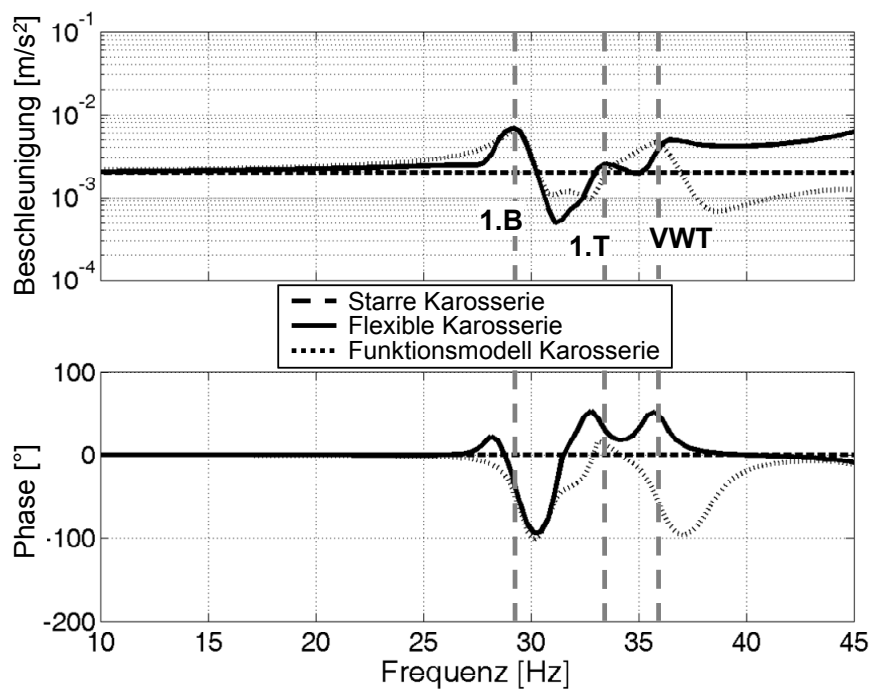
Anregung am linken vorderen Federbeindom

Bild 6.5: Vergleich der Systemantworten der drei Karosseriemodelle bei einer vertikalen Anregung am linken Federbeindom vorne

Bei der Anregung am linken vorderen Federbeindom in Bild 6.5 lassen sich im Amplitudenverlauf der Systemantwort bei der flexiblen Karosserie die globalen Eigenformen der 1. Biegung (1.B), sowie der 1. Torsionseigenform (1.T) und der Vorderwagentorsionseigenform (VWT) ablesen. Das Funktionsmodell der Karosserie hingegen zeigt im Unterschied zum starren Karosseriemodell eine gute Übereinstimmung im Amplituden- und Phasenverlauf mit der flexiblen Karosserie, auch wenn der Phasenverlauf bei der Vorderwagentorsion etwas abweicht. Dies liegt aber vor allem daran, dass die höheren Moden der flexiblen Karosserie nicht mehr mit dem Funktionsmodell abgebildet werden können. Die gute Übereinstimmung wird durch den Vergleich der drei unterschiedlichen Karosseriemodelle im ungedämpften Zustand in Bild 6.6 untermauert.

Aus der Analyse der Systemantworten bei einer Anregung am linken vorderen Federbeindom bei den drei vorliegenden Karosseriemodellen im ungedämpften Zustand, zeigt sich eine sehr gute Übereinstimmung der Systemantwort des Funktionsmodells mit dem flexiblen Karosseriemodell. Damit kann eine sehr gute Abbildung der globalen Eigenformen der Karosserie mit dem Funktionsmodell erwartet werden. Im Unterschied zu Bild 6.5 mit den bedämpften Karosseriemodellen ist in Bild 6.6 eine weitere Resonanzstelle im Amplitudenverlauf zu erkennen. Dabei handelt es sich um die Resonanz, die aus der Eigenform der 2. Biegung der Karosserie resultiert. Im bedämpften Zustand ist diese Resonanz im Amplitudenverlauf nicht mehr zu identifizieren. Hier kann nur aus dem Verlauf des Phasengangs auf eine zusätzliche Eigenform zwischen 1. Biege- und 1. Torsionseigenform geschlossen werden. Zusätzlich ist unterhalb der 1. Biegeeigenfrequenz im Amplitudenverlauf des Modells mit flexibler Karosserie

eine weitere Resonanz festzustellen. Dabei handelt es sich um eine Eigenform, die in der experimentellen Modalanalyse nicht nachgewiesen werden kann und nur im vorliegenden Berechnungsmodell enthalten ist.

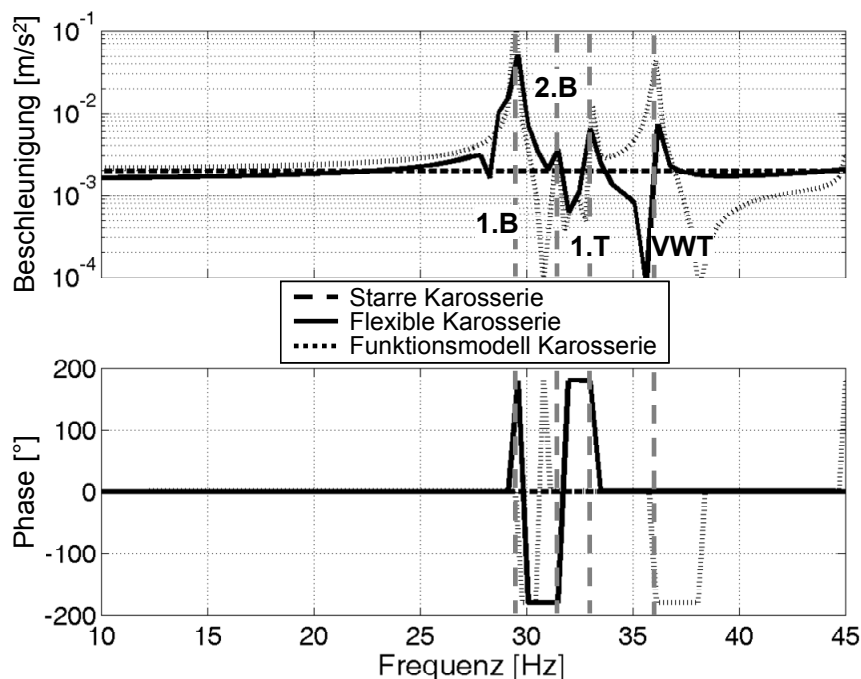


Bild 6.6: Vergleich der Systemantworten der drei ungedämpften Karosseriemodelle bei einer vertikalen Anregung am linken Federbeindom vorne

Anregung am rechten vorderen Federbeindom

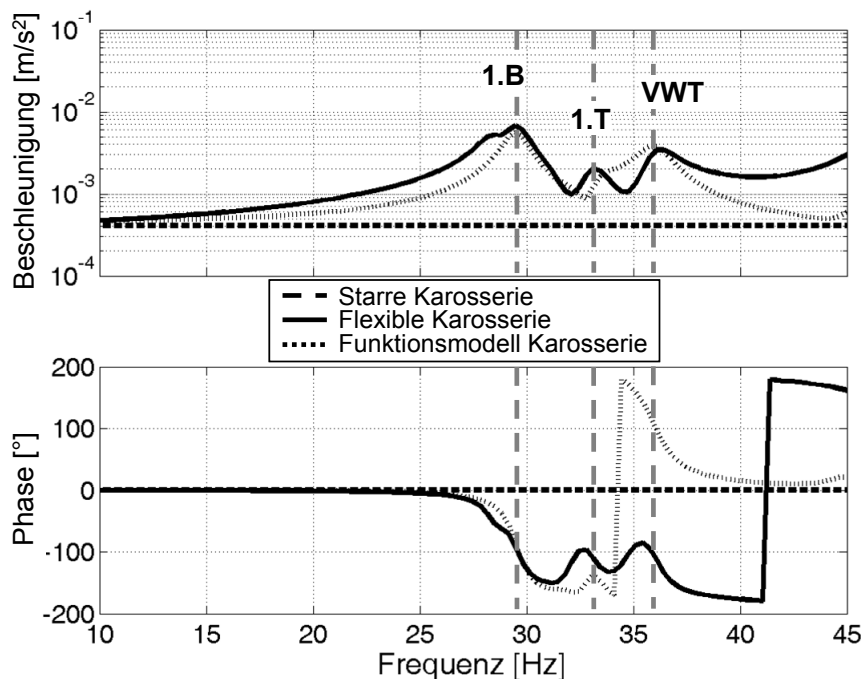


Bild 6.7: Vergleich der Systemantworten der drei Karosseriemodelle bei einer vertikalen Anregung am rechten Federbeindom vorne

Wie bei der Anregung am linken vorderen Federbeindom sind auch bei dieser Anregung der flexiblen Karosserie in Bild 6.7 die Resonanzen, welche aus der 1. Biegeeigenform (1.B), der 1. Torsionseigenform (1.T) und der Vorderwagentorsionseigenform (VWT) resultieren, deutlich im Amplitudenverlauf zu erkennen. Auch bei dieser Anregung ist eine gute Übereinstimmung der Amplituden- und Phasenverläufe des Funktionsmodells mit der flexiblen Karosserie zu erkennen, welche erst gegen höhere Frequenzen schlechter wird.

Anregung am linken Motorlager

Da das Motorlager strukturdynamisch ein sehr wichtiges Bauteil ist, welches vor allem für den Schwingungskomfort von großer Bedeutung ist, sollen auch diese Anregungspfade überprüft werden.

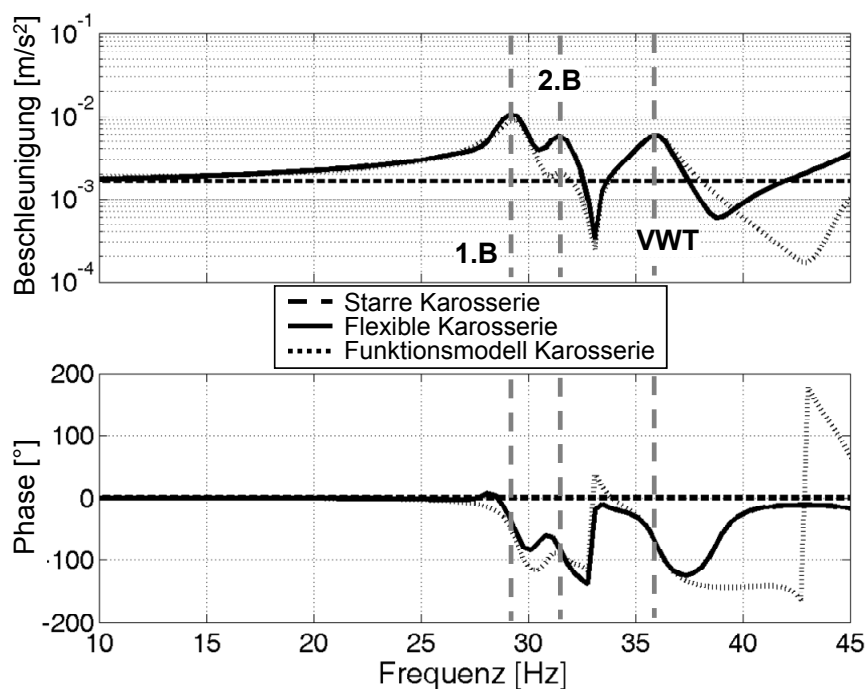


Bild 6.8: Vergleich der Systemantworten der drei Karosseriemodelle bei einer vertikalen Anregung am linken Motorlager

Bei einer Standard-Anregung am linken Motorlager, wie in Bild 6.8 dargestellt, ist im Amplitudenverlauf der Systemantwort der flexiblen Karosserie wiederum die Resonanz bei der 1. Biegeeigenform (1.B) zu erkennen. Darüber hinaus sind deutliche Resonanzen bei der 2. Biegeeigenform (2.B), sowie bei der Vorderwagentorsionseigenform (VWT) festzustellen. Beim Vergleich der Systemantworten ist auch hier eine gute Übereinstimmung zwischen flexibler Karosserie und Funktionsmodell zu attestieren, die in der Übereinstimmung der Antiresonanz im Amplitudenverlauf bei der 1. Torsionseigenfrequenz gipfelt.

6.3 Standardanregungen am Gesamtfahrzeug

Gegenüber den Anregungen am Subsystem Karosserie handelt es sich bei den Anregungen an das Gesamtfahrzeugmodell um relevante Anregungen für die Bewertung des Schwingungskomforts, wobei die hier gezeigten Anregungen in diesem Fall noch allgemein gehalten werden, um eine allgemeine Anwendung des Funktionsmodells nachzuweisen.

Bevor die Systemantworten aus den verschiedenen Modellen gegenübergestellt werden können, werden im ersten Schritt die Eigenfrequenzen der verschiedenen Modelle betrachtet. Dazu sind die Eigenfrequenzen in Bild 6.9 - Bild 6.11 gegenübergestellt.

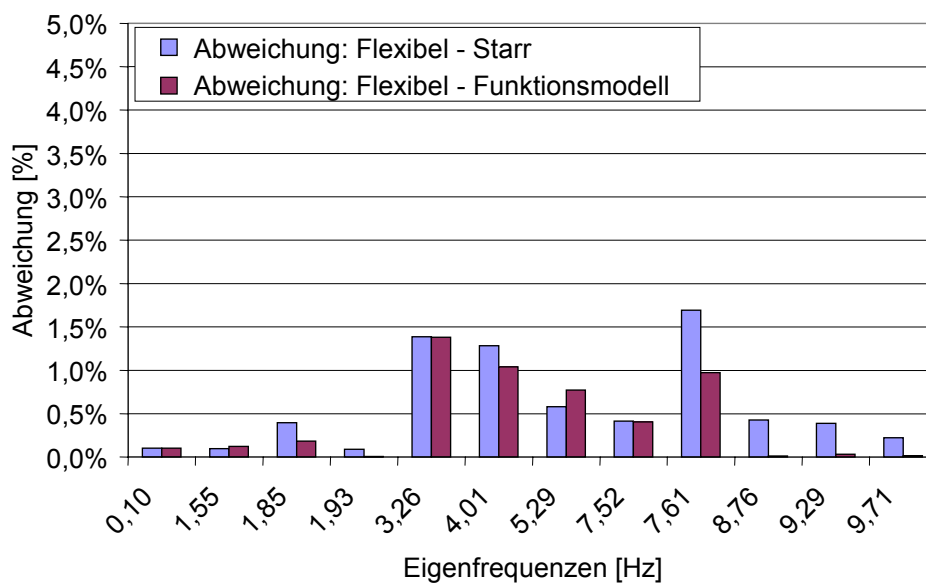


Bild 6.9: Vergleich der Eigenfrequenzen des Gesamtfahrzeugs mit den verschiedenen Karosseriemodellen im Frequenzbereich 0 - 10 Hz

Im Frequenzbereich bis 10 Hz sind die Unterschiede in den Eigenfrequenzen des Gesamtmodells zwischen dem Modell mit flexibler und starrer Karosserie sehr klein. Die Abweichung beträgt laut Bild 6.9 maximal 1,7%. Trotz dieser bereits kleinen Abweichung kann durch den Einsatz des Funktionsmodells an Stelle der starren Karosserie eine allgemeine Verbesserung erreicht werden, was in Bild 6.9 ebenfalls deutlich in der Grafik zu sehen ist. Obwohl das elastische Karosseriemodell im tiefen Frequenzbereich als starr anzunehmen ist, werden die Eigenfrequenzen des Gesamtfahrzeugs durch die Elastizität der Karosserie im flexiblen Karosseriemodell trotzdem beeinflusst. Diese Einflussmöglichkeit wird bereits durch das Funktionsmodell mit ermöglicht, wohingegen das starre Karosseriemodell per definitionem keine Elastizitäten besitzt.

Im zweiten betrachteten Frequenzbereich zwischen 10 Hz und 20 Hz ist vor allem ab ca. 15 Hz eine deutlichere Abweichung in den Eigenfrequenzwerten des Gesamtfahrzeugs mit starrer Karosserie von den Werten mit flexibler Karosserie festzustellen. Durch den Einsatz des Funktionsmodells kann auch in diesem Frequenzbereich eine allgemeine Reduzierung der Frequenzabweichung erreicht werden, was aus Bild 6.10 extrahiert werden kann.

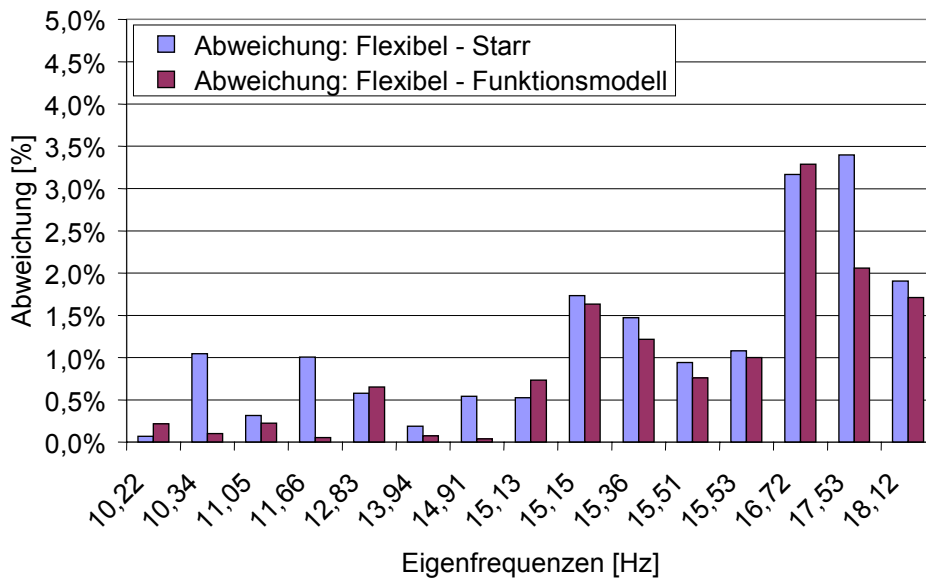


Bild 6.10: Vergleich der Eigenfrequenzen des Gesamtfahrzeugs mit den verschiedenen Karosseriemodellen im Frequenzbereich 10 - 20 Hz

Im Frequenzbereich zwischen 20 Hz und 40 Hz ist der deutlichste Unterschied in der Eigenfrequenzkonfiguration des Gesamtfahrzeugmodells mit starrer und mit flexibler Karosserie festzustellen. Dies begründet sich vor allem im Fehlen der globalen Eigenformen der flexiblen gegenüber der starren Karosserie. Dies ist in Bild 6.11 durch die „100 %“ – Abweichungen gekennzeichnet. In diesem Fehlen sind auch die Abweichungen in den Eigenwerten in den unteren Frequenzbereichen zu erklären. Durch den Einsatz des Funktionsmodells für die Karosserie gelingt es die globalen Eigenformen der Limousinenkarosserie im Gesamtfahrzeugmodell zu realisieren.

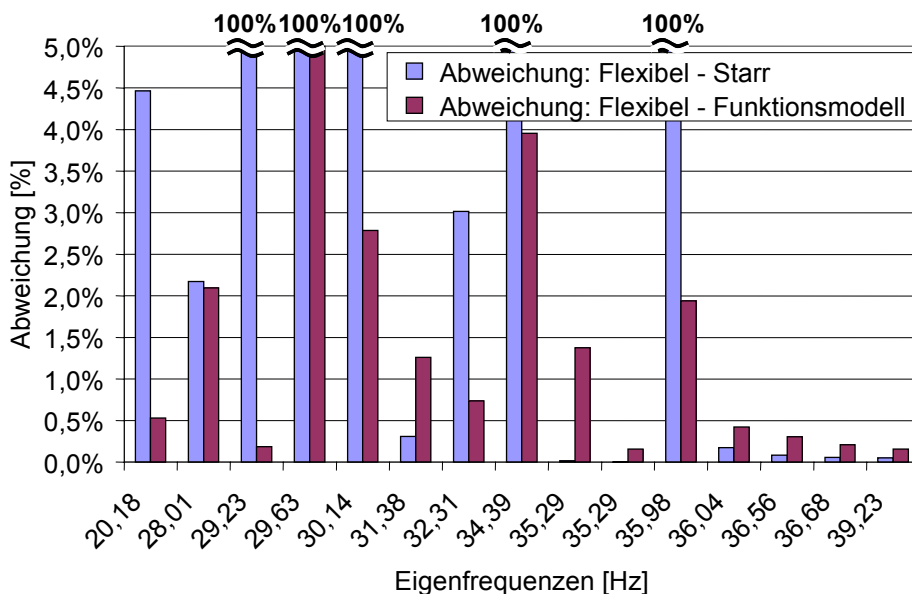


Bild 6.11: Vergleich der Eigenfrequenzen des Gesamtfahrzeugs mit den verschiedenen Karosseriemodellen im Frequenzbereich 20 - 40 Hz

Das Auftreten einer „100 %“ – Abweichung in Bild 6.11 liegt darin begründet, dass es sich bei dieser Eigenfrequenz um keine globale Eigenform im Karosseriemodell handelt und sie deshalb per definitionem nicht im Funktionsmodell abgebildet worden ist, da diese Eigenform aus dem FEM-Modell nicht im Versuch nachgewiesen werden konnte. Trotz des Fehlens der einen Eigenform kann ein qualitativ sehr gutes Übereinstimmen zwischen den Eigenfrequenzen des Gesamtfahrzeugmodells mit flexibler Karosserie und mit Funktionsmodell ermittelt werden. Die verbleibenden Abweichungen sind zum einen im Konzeptstand der Massenverteilung der Karosserie, sowie im Fehlen höherer Eigenformen der Karosserie im Funktionsmodell begründet. Da der skalare Wert der Übereinstimmung der Eigenformen alleine zur Bewertung der Übereinstimmung der Eigenformen der unterschiedlichen Modelle, wie in der Betrachtung der Karosserie in Abschnitt 6.2 deutlich gemacht, nicht ausreicht, werden im Folgenden direkt die Amplituden- und Phasenverläufe verschiedener Systemantworten der drei Modelle gegenübergestellt. Bei den Systemantworten handelt es sich um die Beschleunigungsmessungen am vorderen Verschraubungspunkt der äußeren Fahrersitzschiene in Vertikalrichtung bei verschiedenen Anregungen, was in Bild 6.12 skizziert ist.

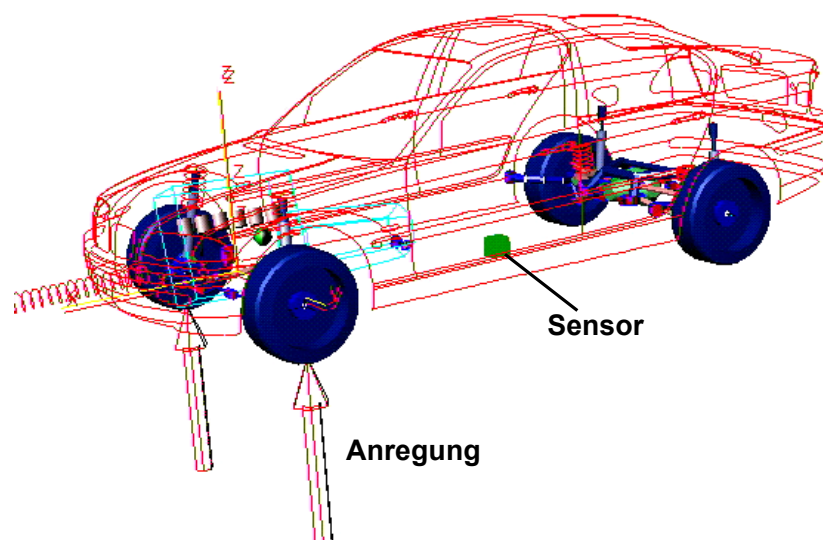


Bild 6.12: Anregung am Gesamtfahrzeugmodell mit Beschleunigungsmessung am vorderen Verschraubungspunkt der äußeren Fahrersitzschiene

Anregung am linken vorderen Rad

Im Amplitudenverlauf der Systemantwort ist bis ca. 10 Hz kein Unterschied zwischen dem Simulationsmodell mit starrer Karosserie und dem Modell mit flexibler Karosserie in Bild 6.13 zu erkennen. Ab ca. 10 Hz ergibt sich ein immer größerer Unterschied zwischen den beiden Amplitudenverläufen. Am deutlichsten ist der Unterschied bei den Frequenzen der globalen Karosserieeigenfrequenzen zu sehen, da im Amplitudenverlauf des Modells mit starrer Karosserie keine Resonanzen nachzuweisen sind. Bei der Systemantwort des Modells mit Funktionsmodell dagegen sind die Resonanzen im Amplitudenverlauf deutlich zu erkennen, die aus den globalen Eigenformen der Karosserie resultieren. Auf Grund der fehlenden höherfrequenten Eigenformen im Funktionsmodell ist eine Abweichung im höheren Frequenz-

bereich in der Amplitudenhöhe und im Frequenzwert der Systemantwort des Modells mit Funktionsmodell gegenüber dem Modell mit flexibler Karosserie erklärbar.

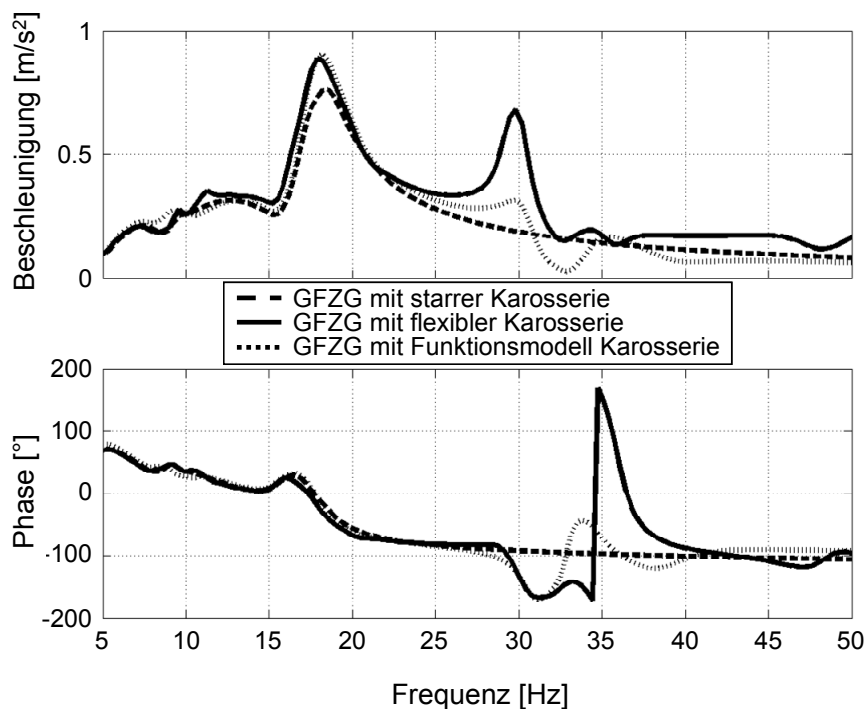


Bild 6.13: Vergleich der Systemantworten des Gesamtfahrzeugs mit drei verschiedenen Karosseriemodellen bei einer vertikalen Anregung am linken vorderen Rad und Beschleunigungsmessung am vorderen Verschraubungspunkt der äußeren Fahrersitzschiene

Anregung am rechten vorderen Rad

In Bild 6.14 ist analog zur Systemantwort bei der Anregung am linken vorderen Rad auch bei dieser Anregung am rechten vorderen Rad ein deutlicher Unterschied zwischen dem Gesamtfahrzeug mit starrer und flexibler Karosserie zu erkennen. Ebenso ist ein analoges Bild bei der Systemantwort beim Modell mit Funktionsmodell gegenüber dem Gesamtfahrzeugmodell mit flexibler Karosserie zu der Anregung am linken vorderen Rad gegeben. Die Resonanz bei ca. 35 Hz im Gesamtfahrzeugmodell mit flexibler Karosserie kann mit dem Funktionsmodell Karosserie nicht so exakt abgebildet werden. Die Begründung dafür ist in Bild 6.7 bei der Anregung an der Karosserie zu erkennen. Dabei kommt es in der Systemantwort beim Funktionsmodell der Karosserie im gedämpften Zustand zu einer stärkeren Kopplung als im flexiblen Karosseriemodell. Diese Kopplung ist auch im Gesamtfahrzeug zu erkennen, da die Resonanz bereits knapp unter 35 zu liegen kommt.

Die etwas höhere Amplitude bei ca. 17 Hz im Amplitudenverlauf des Gesamtfahrzeugs mit Funktionsmodell ist auf die geringere modale Masse beim Funktionsmodell bei dieser Anregung zurückzuführen. Diese Abweichung in der modalen Masse zwischen flexibler Karosserie und Funktionsmodell ist durch die Konzeptbetrachtung der Massenverteilung beim Funk-

tionsmodell zu erklären, die etwas von der realen Massenverteilung abweichen kann, was für eine Konzeptbetrachtung jedoch ausreichend ist.

Der Unterschied in der Amplitudenhöhe zwischen dem Gesamtfahrzeug mit flexibler Karosserie und mit dem Funktionsmodell bei ca. 30 Hz ist hauptsächlich auf die fehlenden höherfrequenten Eigenformen beim Funktionsmodell zurückzuführen. Zudem hat auch hier eine nicht exakt übereinstimmende modale Masse zwischen flexibler Karosserie und Funktionsmodell einen Einfluss.

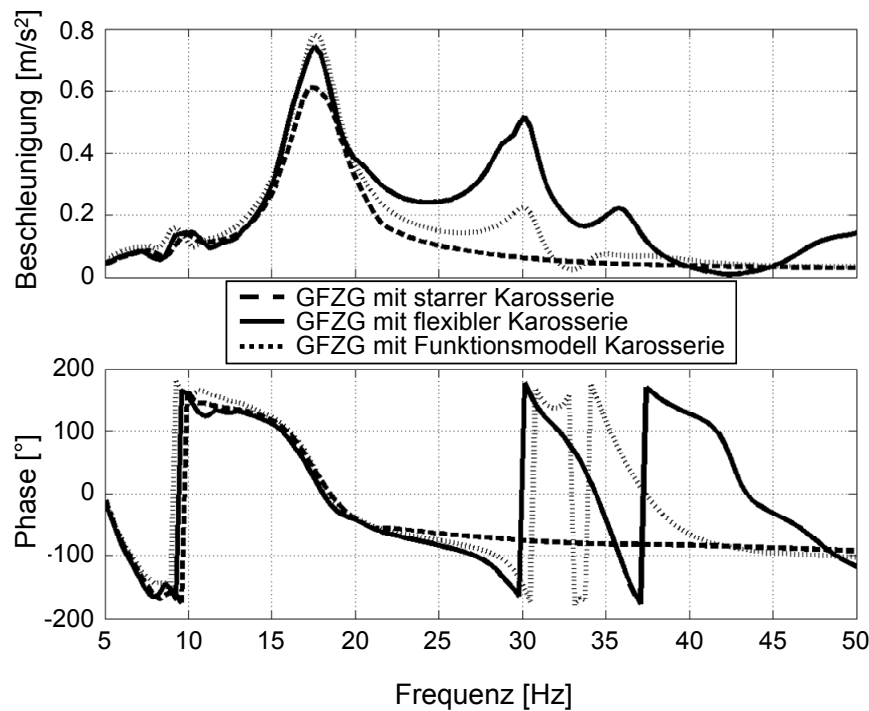


Bild 6.14: Vergleich der Systemantworten des Gesamtfahrzeugs mit drei verschiedenen Karosseriemodellen bei einer vertikalen Anregung am rechten vorderen Rad und Beschleunigungsmessung am vorderen Verschraubungspunkt der äußeren Fahrersitzschiene

Anregung vorne gleichphasig

Diese Anregung dient unter anderem der Auslegung des Gesamtfahrzeugs bezüglich des Schwingungskomfortphänomens Motorstuckern. Der Vergleich des Modells mit flexibler Karosserie und starrer Karosserie in Bild 6.15 zeigt nicht nur im Frequenzbereich der Karosserieeigenformen, sondern auch im Frequenzbereich zwischen 10 – 20 Hz bereits eine deutliche Abweichung. Dies ist für die Auslegungsberechnungen des Motorstuckerns von großer Bedeutung. Bei dem Gesamtfahrzeug mit Funktionsmodell dagegen ist sowohl die Resonanz bei der Karosserieeigenform der ersten Biegung, welche hier am stärksten angeregt wird, sehr gut ausgeprägt, als auch der Einfluss im Frequenzbereich 10 – 20 Hz deutlich zu erkennen. Die Abweichung im Amplitudenverlauf vom Modell mit flexibler Karosserie ist wiederum in den fehlenden höherfrequenten Eigenformen zu suchen.

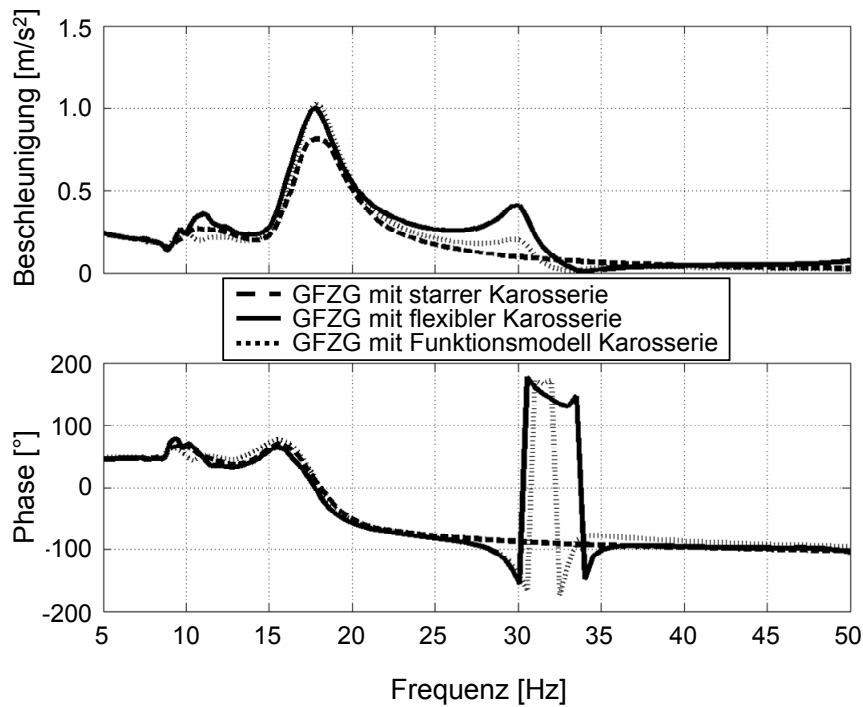


Bild 6.15: Vergleich der Systemantworten des Gesamtfahrzeugs mit drei verschiedenen Karosseriemodellen bei einer vertikalen Anregung am linken und rechten vorderen Rad gemeinsam und Beschleunigungsmessung am vorderen Verschraubungspunkt der äußeren Fahrersitzschiene

Anregung gegenphasig vorne

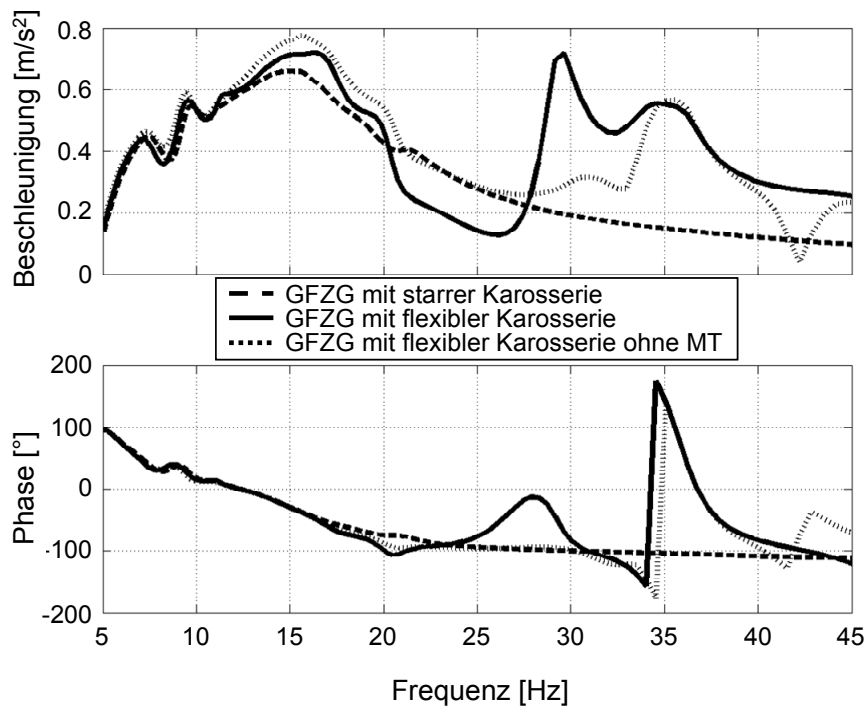


Bild 6.16: Gegenüberstellung der Systemantworten aus einer gegenphasigen vertikalen Anregung an den beiden Vorderrädern und Beschleunigungsmessung am vorderen Verschraubungspunkt der äußeren Fahrersitzschiene

Für die Anregung gegenphasig vorne wird im ersten Schritt das flexible Karosseriemodell modifiziert. Dazu wird das Modell der flexiblen Karosserie, im Frequenzbereich bis 40 Hz auf die globalen Eigenformen der Biege- und Torsionseigenformen reduziert. Dafür wird eine Eigenform bei ca. 28 Hz eliminiert, die für die Auslegung im Konzeptprozess auch ohne Bedeutung ist. Der resultierende Unterschied zwischen dem Gesamtfahrzeugmodell mit vollständigem und modifiziertem Karosseriemodell ist in Bild 6.16 über dem Gesamtfahrzeugmodell mit starrem Karosseriemodell dargestellt.

In Bild 6.16 zeigt sich ein sehr deutlicher Einfluss der zusätzlichen Eigenform, der so genannten Mischtorsion (MT), im unterschiedlichen Amplitudenverlauf bei den beiden hybriden Gesamtfahrzeugmodellen im Frequenzbereich von 20 – 35 Hz. Allerdings ist der schwingungstechnisch relevante Bereich bis 20 Hz nur sehr wenig beeinflusst. Nach dieser Vorbetrachtung wird nun die Systemantwort beim Gesamtfahrzeug mit Karosseriefunktionsmodell mit in die Analyse integriert.

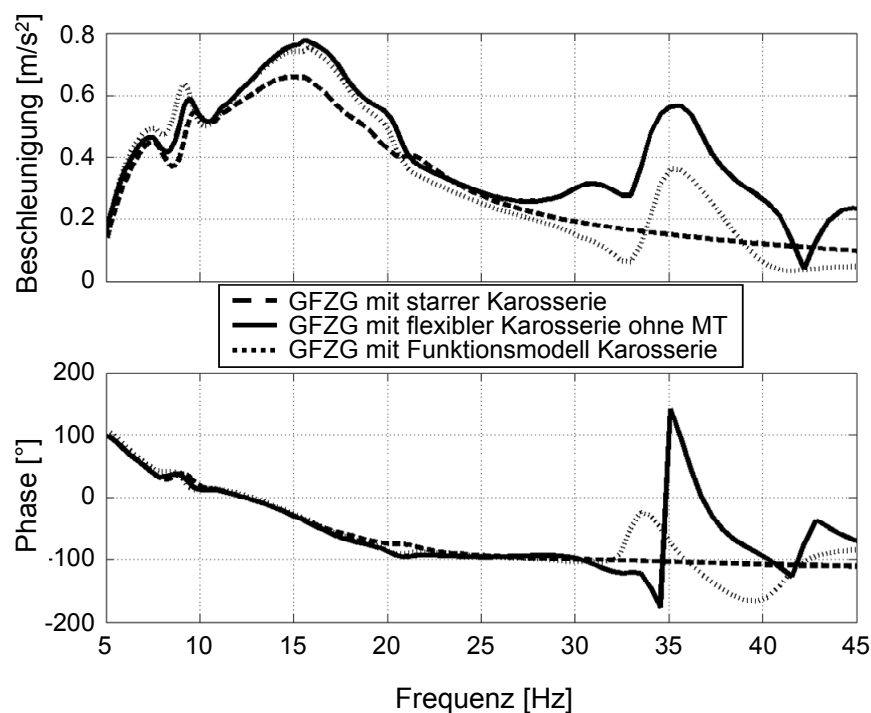


Bild 6.17: Vergleich der Systemantworten des Gesamtfahrzeugs mit drei verschiedenen Karosseriemodellen bei einer gegenphasigen vertikalen Anregung am linken und rechten vorderen Rad und Beschleunigungsmessung am vorderen Verschraubungspunkt der äußeren Fahrersitzschiene

Aus Bild 6.17 ist wie bei den anderen Anregungen eine gute Übereinstimmung im Amplitudenverlauf zwischen dem Gesamtfahrzeug mit flexibler Karosserie und mit dem Funktionsmodell zu erkennen. Erst im Frequenzbereich ab 30 Hz tritt eine deutlichere Abweichung auf, da wiederum höherfrequente Eigenformen im Funktionsmodell nicht berücksichtigt werden.

6.4 Zusammenfassung

Nachdem in den Kapiteln 3 – 5 die Methode zur Abbildung des dynamischen Verhaltens der Karosserie durch ein Funktionsmodell basierend auf der Mehrkörpermethode gezeigt worden ist, konnte in diesem Kapitel die Güte des resultierenden Funktionsmodells eingehend nachgewiesen werden. Bereits aus dem Vergleich der Eigenfrequenzen der Gesamtfahrzeugmodelle mit den verschiedenen Karosseriemodellen ist deutlich geworden, dass das Funktionsmodell sehr gut die Eigenfrequenzen der flexiblen Karosserie darstellen kann und damit eine wesentlich bessere Alternative zum Einsatz einer starren Karosserie ist. Diese Folgerung wird aus der Betrachtung der Systemantworten der unterschiedlichen Gesamtfahrzeugmodelle noch weiter untermauert. Damit kann das Funktionsmodell als sehr gute Möglichkeit gesehen werden bereits zu einer sehr frühen Phase der Entwicklung die flexiblen Eigenschaften der Karosserie zu berücksichtigen.

7 Anwendungen des Funktionsmodells

Nach der Darstellung der Definition und Parametrisierung des Funktionsmodells, sowie einer ausführlichen Verifikation der Methode in den vorhergehenden Kapiteln, werden in diesem Kapitel verschiedene Potenziale des Funktionsmodells beim Einsatz in der schwingungstechnischen Auslegung eines Fahrzeugs aufgezeigt, die bislang im Entwicklungsalltag nicht explizit berücksichtigt werden konnten. Dabei sollen hauptsächlich die Einflüsse von verschiedenen Variationen von Karosserieeigenschaften auf ausgewählte Frequenzgänge gezeigt werden. Abschließend wird auf das Schwingungskomfortphänomen Motorstuckern und die durch das Funktionsmodell der Karosserie erweiterten Auslegungsmöglichkeiten direkt eingegangen. Ziel dieser Darstellung ist das Aufzeigen möglicher Anwendungen und Potenziale des Funktionsmodells im Entwicklungsalltag und nicht die ausführliche schwingungstechnische Auslegung eines Gesamtfahrzeugs.

7.1 Allgemeine Sensitivitätsanalysen

Die Möglichkeit Einflüsse auf den Schwingungskomfort eindeutig auf bestimmte Eigenwerte der Karosserie zurückzuführen und darüber hinaus die Sensitivität dieser Eigenwerte zu analysieren ist im Entwicklungsalltag bislang sehr schwierig. Am realen Fahrzeug ist dies praktisch nicht durchführbar, da die Eigenfrequenzen der Karosserie nur durch eine Variation der Massen an bestimmten Stellen, oder durch eine Variation der Steifigkeiten an definierten Stellen z.B. durch Einfügen von Versteifungsblechen, zwar die Eigenfrequenzen verändern können, aber damit meistens auch die Eigenformen mit verändert werden. Eine strikt getrennte Änderung von Eigenfrequenzen und Eigenformen ist damit am realen Fahrzeug nicht möglich. Auch auf Seiten der virtuellen Fahrzeugentwicklung ist eine entkoppelte Variation von Eigenfrequenzen und Eigenformen bislang ebenfalls nur sehr schwer und bestenfalls zu einem sehr späten Zeitpunkt während der Entwicklung möglich.

Durch den Aufbau des Funktionsmodells für die Karosserie kann nun der Versuch unternommen werden, Eigenfrequenzen und Eigenformen getrennt voneinander zu variieren, da es generell möglich ist, in der Parameteridentifikation die Eigenfrequenzen und Eigenformen ganz speziell einzustellen. Im Folgenden können deshalb erstmals einige Variationen und ihre Auswirkungen aufgezeigt werden.

7.1.1 Variation der 1. Biegeeigenfrequenz

Bei der Variation der 1. Biegeeigenfrequenz werden drei verschiedene Varianten in einem Frequenzbereich von 4 Hz dargestellt, welcher dem Niveau des Referenzmodells aus Kapitel 6 entspricht. Dabei können annähernd gleiche Eigenformen eingestellt werden, was in Tabelle 7.1 gezeigt wird.

Tabelle 7.1: Eigenfrequenzen und Übereinstimmung verschiedener Karosserievarianten mit der Referenz

Karosserievariante	1. Biegung	Übereinstimmung
1	30,4 Hz	68,4 %
2	28,2 Hz	72,4 %
3	26,4 Hz	80,9 %

Anzumerken ist bei der Analyse der Tabelle 7.1, dass die ermittelte Übereinstimmung (MAC-Wert, Kapitel 5.4.4) für die Eigenform der 1. Biegung immer größer wird, umso größer das Frequenzfenster zwischen 1. und 2. Biegung der Karosserie wird. Dies wird im Folgenden immer wieder zu sehen sein. In Bild 7.1 sind die drei Varianten der 1. Biegeeigenfrequenz bei einer vertikalen Anregung allein an der Karosserie am Federbeindom vorne links gezeigt. Im

Vergleich der drei verschiedenen Karosserievarianten ist die unterschiedliche 1. Biegeeigenfrequenz bei 26 Hz, 28 Hz und 30 Hz sehr deutlich zu erkennen.

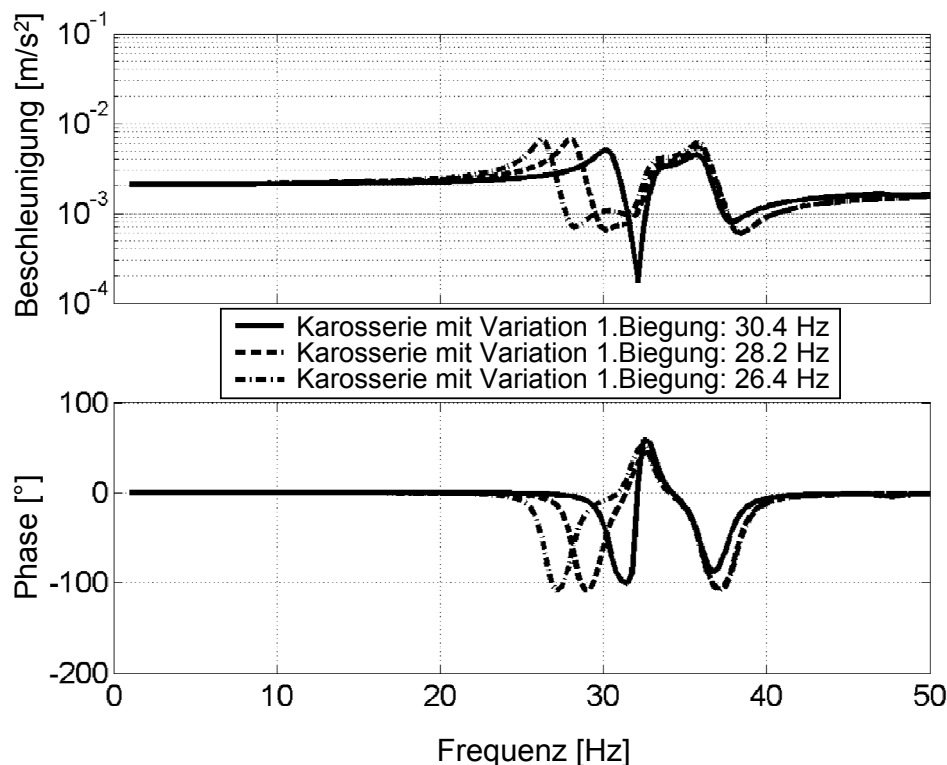


Bild 7.1: Variation der 1. Karosseriebiegung bei einer vertikalen Anregung am linken Federbeindom und Messung der vertikalen Beschleunigung am vorderen Verschraubungspunkt der äußeren Fahrersitzschiene

Ein Unterschied, der auf die unterschiedlichen Übereinstimmungswerte hindeutet, kann bei Analyse dieser Übertragungsfunktionen nicht explizit ermittelt werden. Dies unterstreicht, dass der MAC-Wert alleine keine endgültige Aussage bezüglich der Güte der Eigenformen zulässt. Die Frage, in wie weit der Unterschied in den drei Varianten eine Systemantwort am Gesamtfahrzeug beeinflusst, wird in Bild 7.2 beantwortet.

In Bild 7.2 ist, wie bei der Anregung an der Karosserie in Bild 7.1, sehr deutlich der Unterschied zwischen den drei Biegeeigenfrequenzvarianten im Bereich der 1. Biegeeigenfrequenz zu sehen. Dabei ist zu bemerken, dass die Resonanzen im Amplitudenverlauf nicht exakt bei den Eigenfrequenzen der Karosserie liegen, was durch die zusätzliche Masse und Steifigkeit des Antriebs und des Fahrwerks erklärt werden kann. Der Einfluss auf den tieferen Frequenzbereich von 10 - 20 Hz ist bei der Variation der 1. Biegeeigenfrequenz, bei der vorliegenden geringen Modifikation, auf dem sehr hohen Steifigkeitsniveau sehr gering und kaum zu quantifizieren. Wobei tendenziell eine Erhöhung des Amplitudenverlaufs bei einer niedrigeren Eigenfrequenz der 1. Biegung der Karosserie vermutet werden kann.

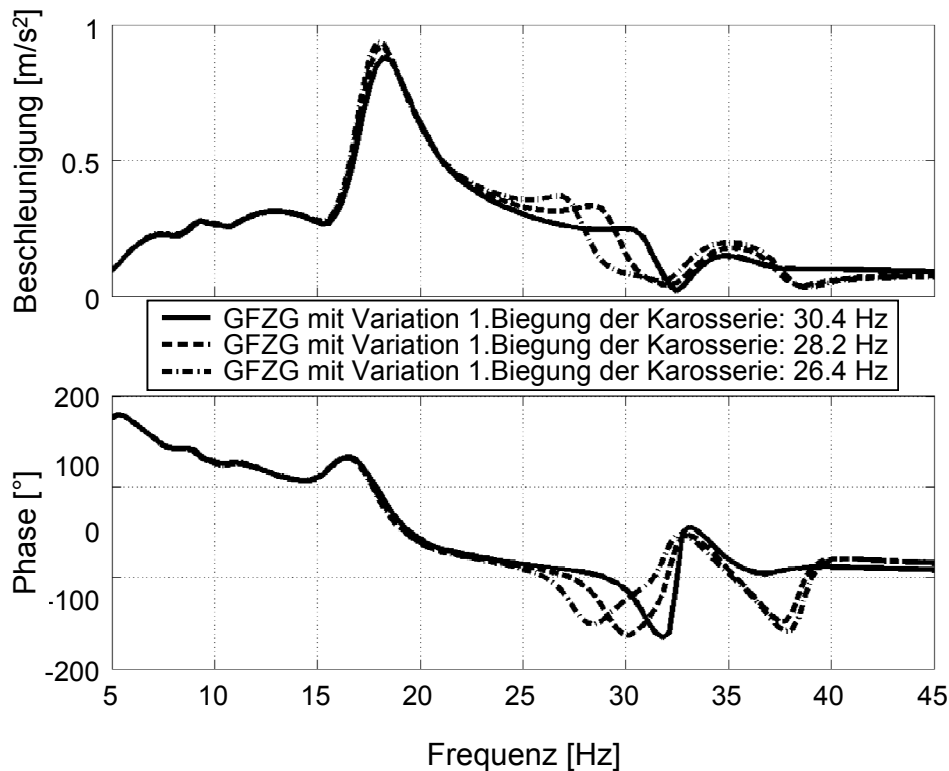


Bild 7.2: Variation der 1. Karosseriebiegung im Gesamtfahrzeug bei einer vertikalen Anregung am Rad vorne links und vertikaler Beschleunigungsmessung am Verschraubungspunkt der äußeren Fahrersitzschiene

Ein deutlicher Einfluss wird erst bei einer größeren Reduktion sichtbar. Dies ist in Bild 7.3 zu sehen. Durch eine Reduktion der 1. Biegeeigenfrequenz wird zunächst die Amplitude im tieferen Frequenzbereich von 10 - 20 Hz etwas größer, wie bei der Karosserievariante mit einer 1. Biegeeigenfrequenz von 24,5 Hz zu erkennen. Wird die 1. Biegeeigenfrequenz jedoch weiter reduziert, sinkt die Amplitude im betrachteten Frequenzbereich wieder ab, was bei der Karosserievariante mit einer 1. Biegeeigenfrequenz von 19,5 Hz deutlich zu sehen ist. Dies bedeutet, dass die starke Absenkung der dynamischen Eigenfrequenz eher einen versteifenden Einfluss auf die vorliegende Anregung am Gesamtfahrzeug besitzt. Dieses Ergebnis erstaunt zunächst, kann jedoch noch in weiteren Anregungen gezeigt werden, bei denen die Karosserie hauptsächlich auf Biegung beansprucht wird, wie in Bild 7.4. Der versteifende Einfluss bei niedrigem Niveau der 1. Biegeeigenform der Karosserie überrascht, da eigentlich erwartet wird, dass aus der geringeren Differenz zwischen Karosserieeigenfrequenz und Radeigenfrequenz eine höhere Amplitude resultiert.

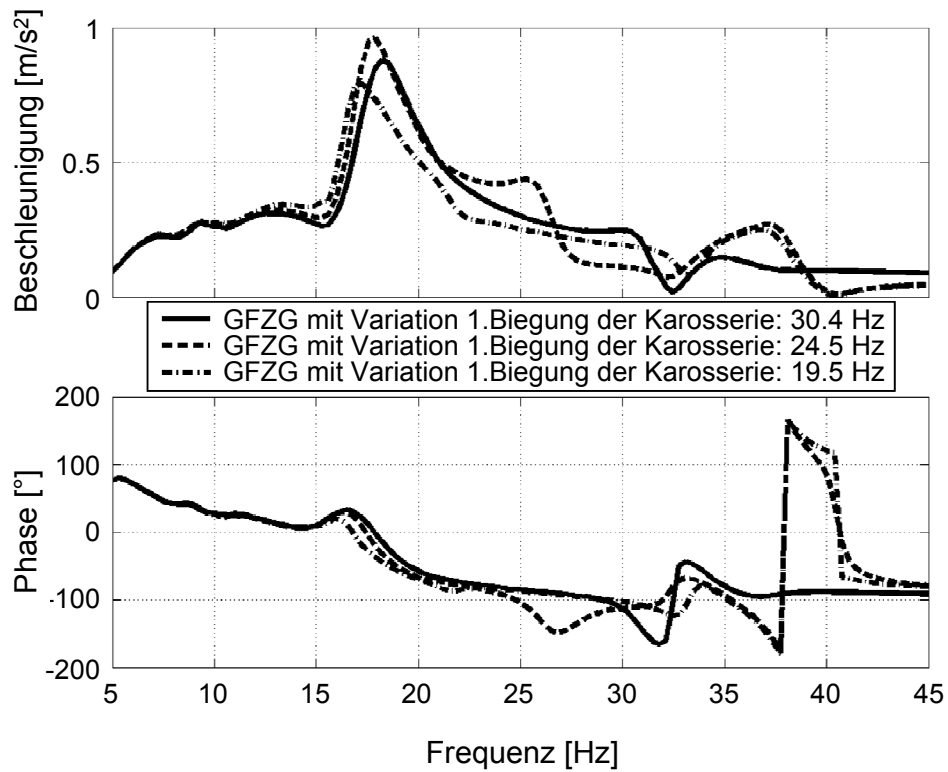


Bild 7.3: Weitere Variationen der 1. Karosseriebiegung im Gesamtfahrzeug bei einer vertikalen Anregung am Rad vorne links und vertikaler Beschleunigungsmessung am Verschraubungspunkt der äußeren Fahrersitzschiene

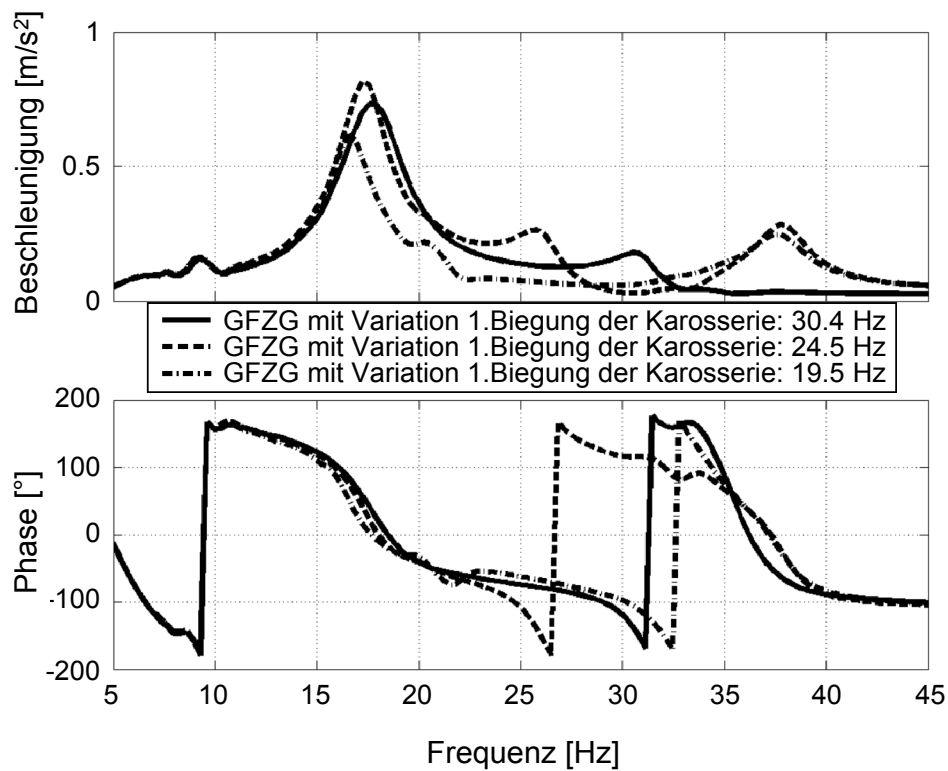


Bild 7.4: Vertikale Anregung am Rad vorne rechts und Messung der vertikalen Beschleunigungsmessung am vorderen Verschraubungspunkt der äußeren Fahrersitzschiene bei einer Variation der 1. Karosseriebiegung

Eine mögliche Begründung dieses Ergebnisses kann in der größeren Beweglichkeit der Karosserie in der Nähe der Resonanzfrequenz gesehen werden. Daraus resultiert eine größere Bedämpfung der Anregung durch die Karosserie. Das bedeutet, dass durch den geringeren Abstand zur 1. Biegeeigenfrequenz der Karosserie ein größerer Teil der kinetischen Energie in der Karosserie bereits an der Schnittstelle zwischen Vorderwagen und Fahrgastzelle aufgezehrt wird und daraus eine kleinere Resonanzamplitude bei der Radeigenfrequenz an der Sitzschiene resultiert. Beim Referenzmodell mit einer 1. Karosseriebiegung von ca. 30 Hz ist die Karosserie noch deutlich außerhalb des Resonanzbereichs der Radeigenfrequenz, womit die Karosserie statisch steifer erscheint, als bei Karosserievarianten mit der tieferen 1. Biegeeigenfrequenz. Dies führt mit einer höheren modalen Masse im Gegensatz zum Modell mit einer 1. Karosseriebiegung bei 24,5 Hz zu einer geringeren Amplitude im betrachteten Frequenzbereich.

7.1.2 Variation der 1. Torsionseigenfrequenz

Neben der 1. Biegeeigenfrequenz ist die Eigenform der 1. Torsion die dominierende dynamische Eigenform der Karosserie. Durch die Tatsache, dass es in Realität kaum Anregungen an das Fahrzeug gibt, welche an den linken und rechten Rädern des Fahrzeugs gleich sind und damit die 1. Torsionseigenform somit immer mit angeregt wird, ist die Notwendigkeit einer Variation dieser globalen Eigenfrequenz der Karosserie anschaulich klar.

Tabelle 7.2: Eigenfrequenzen und Übereinstimmung (MAC-Wert) der 1. Torsion mit der Referenz

Karosserievariante	1. Torsion	Übereinstimmung
1	33,8 Hz	46,5 %
2	30,0 Hz	51,1 %
3	26,0 Hz	44,0 %

Analog zur Variation der 1. Biegeeigenfrequenz wird die Referenzlage der Torsionseigenform einmal reduziert und einmal erhöht. Aus der Analyse der Tabelle 7.2 ergibt sich eine ähnliche Übereinstimmung der drei Karosserieeigenformen bei den unterschiedlichen Eigenfrequenzen. Verglichen mit den Differenzen in den Übereinstimmungen bei der Variation der 1. Biegeeigenform, wird deshalb eine Karosserieeigenform der 1. Torsion erwartet, die in den drei Variationen nahezu gleich ist. Die Auswirkung der geänderten Eigenfrequenz wird analog zu Bild 7.1 an Hand eines Vergleichs einer Anregung an der Karosserie alleine gezeigt, wobei dabei eine Anregung am vorderen rechten Federbein gewählt wird. Hintergrund für die Auswahl dieser Anregungsart ist die Tatsache, dass eine Anregung definiert wird, welche die 1. Torsionseigenform deutlich anregt.

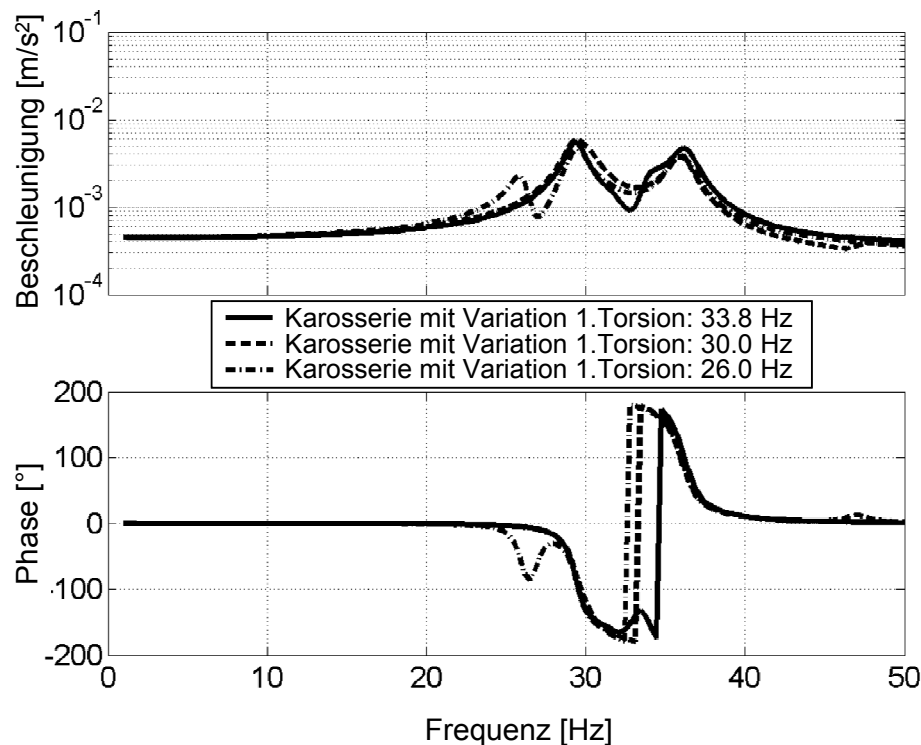


Bild 7.5: Vertikale Anregung am vorderen rechten Federbeindom der Karosserie und Messung der vertikalen Beschleunigung am vorderen Verschraubungspunkt der äußeren Fahrersitzschiene bei einer Variation der 1. Torsionseigenfrequenz

Die unterschiedlichen Frequenzlagen der drei Karosseriemodelle sind in Bild 7.5 deutlich zu identifizieren. Zusätzlich muss angemerkt werden, dass sich die Nähe, in der sich die 1. Torsionseigenfrequenz zur Eigenfrequenz der Vorderwagentorsion bei der Variante der Erhöhung der 1. Torsionseigenfrequenz befindet zu einer Kopplung dieser beiden Eigenformen führt, was darin zu erkennen ist, dass keine eindeutige Resonanz der Vorderwagentorsion zu erkennen ist.

Der Einfluss der Variation der 1. Torsionseigenfrequenz bei einer Anregung am Gesamtfahrzeug ist in Bild 7.6 aufgezeigt. Zunächst sind in Bild 7.6 die unterschiedlichen Resonanzen der 1. Torsionseigenfrequenz in den Amplitudenverläufen zu erkennen. Darüber hinaus ist, analog der vorhergehenden Betrachtung der Variation der 1. Biegeeigenfrequenz, bei dieser Variation ein ähnlicher Einfluss auf die Amplitudenresonanzstellen zwischen 15 Hz und 20 Hz zu erkennen. Je geringer die Torsionseigenfrequenz, desto geringer sind ebenfalls die Amplitudenresonanzen in diesem Bereich. Dieses Ergebnis erklärt sich aus einem komplexen Zusammenspiel der dynamischen Torsionssteifigkeiten, zum einen mit der dynamischen Biegesteifigkeit und zum anderen mit der dynamischen Vorderwagentorsionssteifigkeit der Karosserie. Dies ist im Amplitudenverlauf der Variation mit einer Torsionseigenfrequenz von 33,8 Hz zu sehen. In dieser Variation koppeln die 1. Torsion und die Vorderwagentorsion, was zu einer höheren Amplitude im Bereich der Radeigenfrequenzen zwischen 15 Hz und 20 Hz führt. Ähnlich verhält es sich mit der 2. Variante mit einer Torsionseigenfrequenz von

30 Hz. Da die Eigenfrequenz der 1. Biegung bei 29 Hz liegt, kommt es ebenfalls zu einer Kopplung dieser beiden Varianten, was sich im Amplitudenverlauf bei den Radeigenfrequenzen zusätzlich niederschlägt.

Auf Grund dieser beiden Kopplungsphänomene erhält man an Stelle einer Erhöhung der Beschleunigungsamplitude bei den Radeigenfrequenzen bei reduzierter Torsionseigenfrequenz eine Reduktion der Beschleunigungsamplitude. Gelingt es diese Kopplungsphänomene zu vermeiden, kann das erwartete Ergebnis einer Erhöhung der Beschleunigungsamplitude bei Reduktion der 1. Torsionseigenfrequenz auch ermittelt werden.

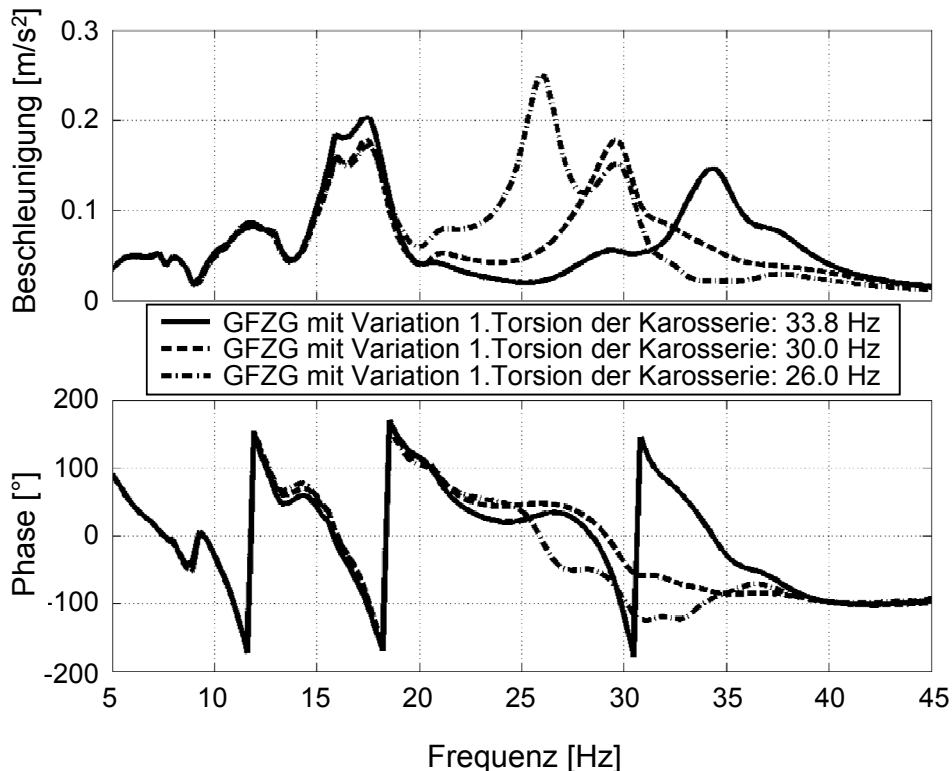


Bild 7.6: Vertikale Anregung am hinteren rechten Rad beim Gesamtfahrzeug und Messung der vertikalen Beschleunigung am vorderen Verschraubungspunkt der äußeren Fahrersitzschiene bei Variation der 1. Torsionseigenfrequenz der Karosserie

7.1.3 Variation der Masse

Neben der Variation der globalen Eigenfrequenzen stellt sich die Frage nach dem Einfluss des Gewichts auf die Systemantworten des Gesamtfahrzeugs. Dazu wird im Folgenden das Gewicht der Karosserie einmal um 10% reduziert und einmal um 10% erhöht. Dabei werden jeweils die gleichen Eigenfrequenzlagen und Eigenformen mit dem Funktionsmodell ermittelt.

In Bild 7.7 wird zuerst wiederum analog zu den beiden vorhergehenden Parametervariationen eine beispielhafte Anregung an die Karosseriemodelle gezeigt.

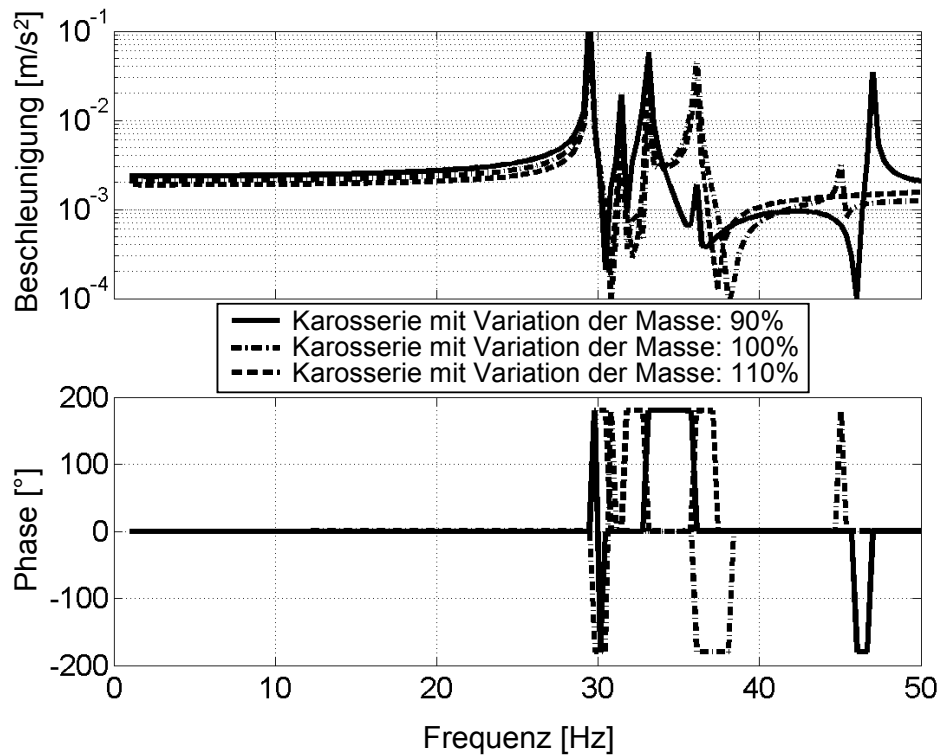


Bild 7.7: Vertikale Anregung am vorderen linken Federbeindom der ungedämpften Karosserie und Messung der vertikalen Beschleunigung am vorderen Verschraubungspunkt der äußeren Fahrersitzschiene bei unterschiedlichen Massen der Karosserie

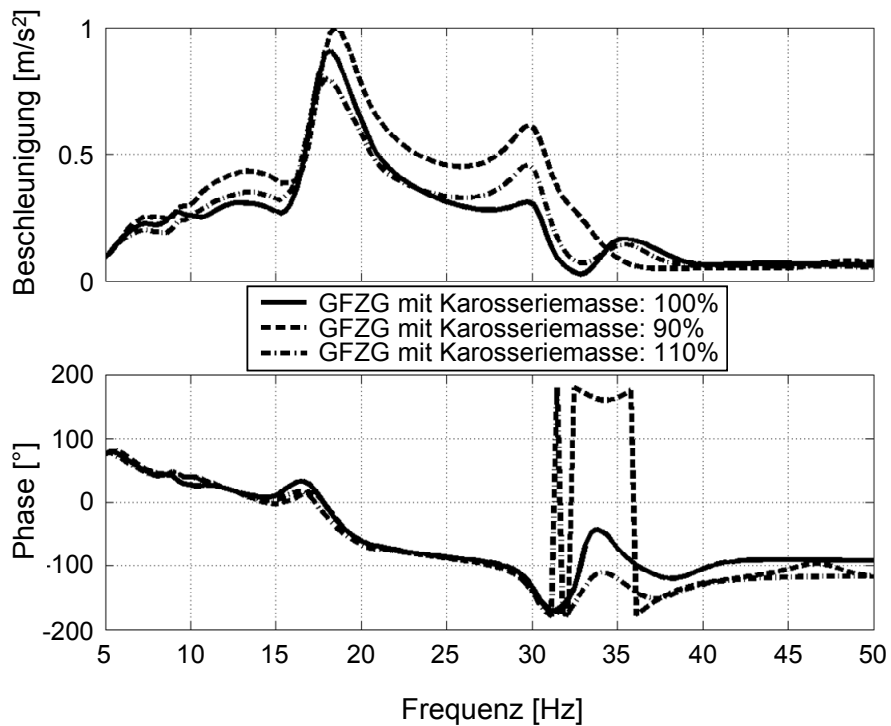


Bild 7.8: Vertikale Anregung am linken Vorderrad des Gesamtfahrzeugs und Messung der vertikalen Beschleunigung am vorderen Verschraubungspunkt der äußeren Fahrersitzschiene bei variiert Karosseriemasse

Aus Bild 7.7 ist eine gute Übereinstimmung der ersten drei globalen Eigenfrequenzen der drei verschiedenen Karosserievarianten zu identifizieren. Nur in der Übereinstimmung der Vorderwagentorsionsresonanz gibt es im Amplitudenverlauf geringe Abweichungen. Der entscheidende Unterschied der drei Modelle bei dieser Variation ist eher im unteren Frequenzbereich zu erkennen, in dem sich die Amplitudenniveaus der drei Modelle etwas unterscheiden. In Bild 7.8 ist das Ergebnis einer beispielhaften vertikalen Anregung am linken Vorderrad des Gesamtfahrzeugs mit den drei unterschiedlichen Massen variierten Karosseriemodellen gegeben. Zu erkennen ist hier eine exakt gleiche Frequenzlage der Eigenfrequenzen der 1. Biegung bei ca. 30 Hz. Dabei ist zu beachten, dass es bei der Variation mit der kleinsten Karosseriemasse zu einer Kopplung der 1. Biegeeigenform und der 2. Biegeeigenform bei ca. 31 Hz kommt, was zu einer höheren Amplitude in der Resonanzfrequenz der 1. Biegung führt.

Die Auswirkung dieser Variation auf den Amplitudenverlauf im Frequenzbereich der Radeigenfrequenz ist im Gegensatz zu den vorherigen Variationen sehr deutlich. Dabei ist zu sehen, dass eine Reduktion der Karosseriemasse zu einer Erhöhung der Resonanzamplitude bei der Radeigenfrequenz führt. Eine Erhöhung der Karosseriemasse führt dagegen zu einer Reduktion. Dies ist durch das geänderte Trägheitsmoment zu erklären. Bei einer Reduktion der Masse der Karosserie erhält man ebenfalls ein niedrigeres Trägheitsmoment der Karosserie, welches die Radeigenresonanz nicht mehr in dem Maße bedämpfen kann. Bei einer höheren Karosseriemasse kann das genaue Gegenteil dazu beobachtet werden. Ein etwaiger Kopplungseffekt zwischen 1. und 2. Biegung hat in diesem Frequenzbereich keinen Einfluss.

7.2 Sensitivitäten auf das Motorstuckern

Wie in Kapitel 2 eingehend erläutert handelt es sich beim Motorstuckern um ein schwingungstechnisches Phänomen, bei dem durch eine gleichphasige vertikale Anregung der Vorderräder der Motor-Getriebe-Verbund in Vertikalschwingungen versetzt wird. Diese Vertikalschwingungen des Motor-Getriebe-Verbundes regen dann ihrerseits die Karosserie an. Zur Komfortsteigerung durch Reduzierung des Motorstuckerns werden standardmäßig Hydrolager verbaut, welche so eingestellt sind, dass diese Vertikalschwingungsfrequenz optimal bedämpft wird. Im Folgenden soll nun ausgehend von den allgemeinen Sensitivitätsanalysen untersucht werden, welche Möglichkeiten auf Grund einer geänderten Eigenfrequenz- und Eigenformkonfiguration der Karosserie zur positiven Beeinflussung des Motorstuckerns zusätzlich zu einer bekannten Optimierung der Hydrolagereigenschaften oder der Positionierung der Lager möglich erscheinen.

7.2.1 Einfluss der Eigenfrequenzkonfiguration

Bei den Eigenfrequenzkonfigurationen stehen vor allem die beiden Biegeeigenformen im Fokus der Betrachtung, da bei einer gleichphasigen vertikalen Anregung an der Vorderachse die

Karosserie hauptsächlich auf Biegung beansprucht wird. Aus Bild 7.9 ist zu erkennen, dass bei einer gleichphasigen vertikalen Anregung an den Vorderrädern die Systemantwort trotz unterschiedlicher 1. Torsionseigenfrequenzen immer gleich ist. Damit kann anschaulich die Unabhängigkeit der Systemantwort bei gleichphasiger vertikaler Anregung an den Vorderrädern von der 1. Torsionseigenform bewiesen werden. Dies bedeutet, dass das Phänomen Motorstuckern unabhängig von der Eigenfrequenz der 1. Torsion der Karosserie ist. Damit reduzieren sich die Modifikationsmöglichkeiten zunächst auf die 1. Biegeeigenfrequenz.

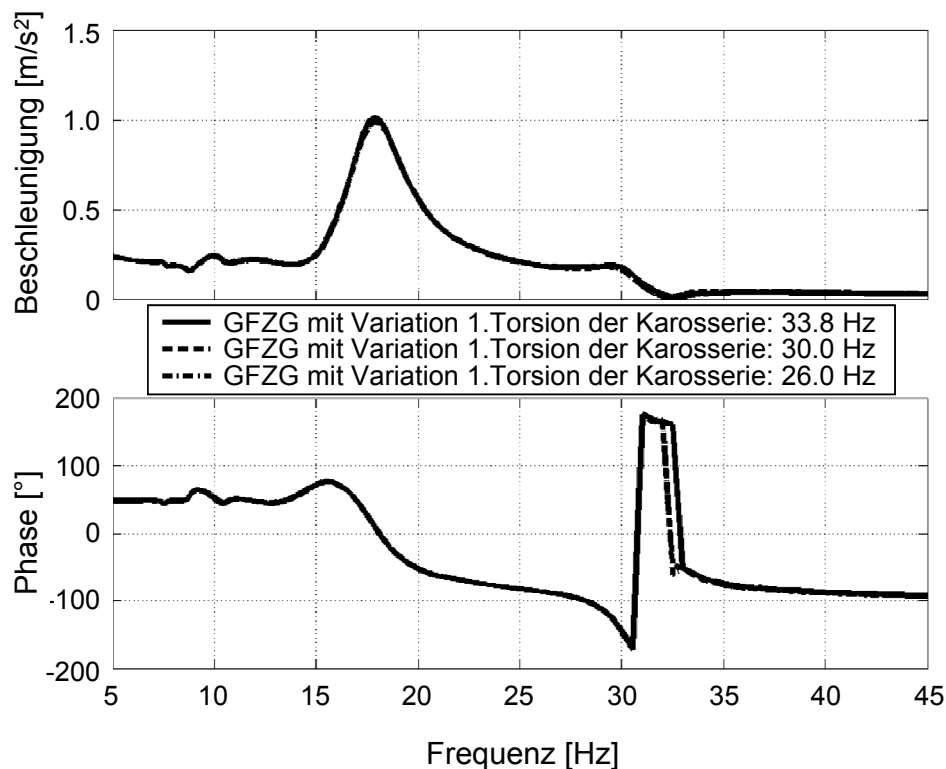


Bild 7.9: Gleichphasige vertikale Anregung an den beiden Vorderrädern und Messung der vertikalen Beschleunigung am vorderen Verschraubungspunkt der äußeren Fahrersitzschiene bei Variation der 1. Torsionseigenform

Im ersten Schritt wird ausgehend von der Referenzkonfiguration mit einer bereits sehr hohen Biegeeigenfrequenz von 28,5 Hz eine kleine Variation durchgeführt. Das Ergebnis der Reduktion und Erhöhung der 1. Biegeeigenfrequenz ist in Bild 7.10 zu analysieren. Bei der vorliegenden Anregung handelt es sich wiederum um die gleiche, wie bereits in Bild 7.9. Aus der Analyse ergeben sich zwei wichtige Ergebnisse. Zum einen sind die Auswirkungen der Modifikationen auf den Frequenzbereich des Motorstuckerns relativ gering, weil das Steifigkeitsniveau sehr hoch ist, zum anderen ergeben sich jedoch die erwarteten Auswirkungen auf das Motorstuckern. Bei einer Reduktion der 1. Biegeeigenfrequenz von 4 Hz kommt es zu einer ca. 10 %-igen Erhöhung der Amplitude bei der Motorstuckerfrequenz.

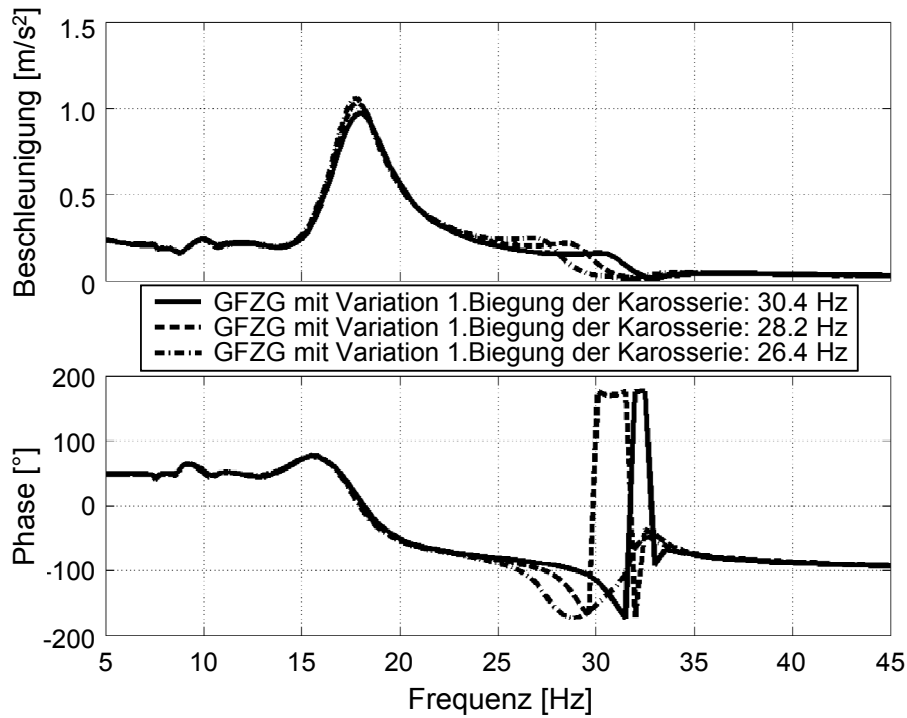


Bild 7.10: Gleichphasige vertikale Anregung an den beiden Vorderrädern und Messung der vertikalen Beschleunigung am vorderen Verschraubungspunkt der äußeren Fahrersitzschiene bei variiertes 1. Biegeeigenform der Karosserie

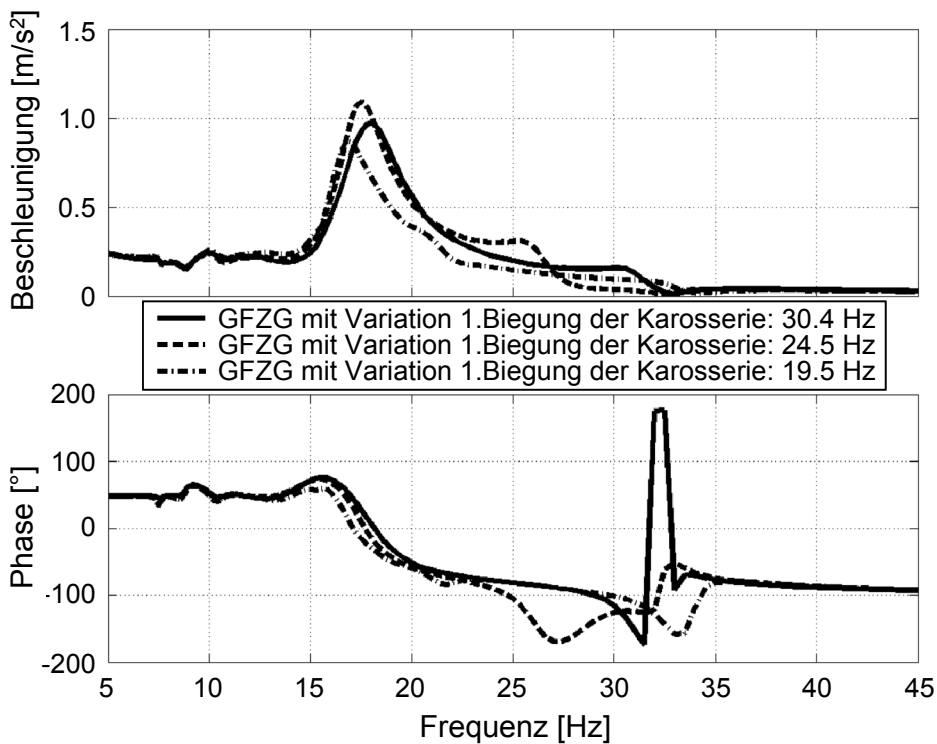


Bild 7.11: Weitere Variationen der 1. Biegeeigenform der Karosserie bei gleichphasiger vertikaler Anregung an den beiden Vorderrädern und Messung der vertikalen Beschleunigung am vorderen Verschraubungspunkt der äußeren Fahrersitzschiene

Je höher die 1. Biegeeigenfrequenz liegt, desto niedriger wird das Amplitudenniveau, bis ein gewisser Sättigungsgrad dieses Effektes auftritt. Zum Ausloten des Potenzials, welches in einer Modifikation der 1. Biegeeigenfrequenz liegt, werden im Folgenden noch mehr Varianten gerechnet. Diese sind in Bild 7.11 zusammengestellt, und ergeben ein Reduktionspotenzial von bis zu 15 %. In Zusammenhang mit Bild 7.11 ist auch wichtig zu sehen, wie gut die ermittelten Eigenformen bei den verschiedenen Frequenzlagen übereinstimmen. Dazu ist in Tabelle 7.3 eine Aufstellung gegeben aus welcher hervorgeht, ähnlich wie in Kapitel 7.1.1, dass bei einer niedrigeren 1. Biegeeigenfrequenz die Differenz zur 2. Biegeeigenfrequenz größer wird und damit eine bessere Übereinstimmung in den Eigenformen erreicht werden können.

Tabelle 7.3: Eigenfrequenzen und Übereinstimmungen der verschiedenen Karosserievarianten

Karosserievariante	1. Biegung	Übereinstimmung
1	30,4 Hz	68,4 %
2	24,5 Hz	80,2 %
3	19,5 Hz	85,9 %

Aus dieser Analyse bestätigt sich die vorhergehende These, dass eine Erhöhung des Amplitudenniveaus bei der Motorstuckerfrequenz die Folge eines niedrigeren Frequenzniveaus der 1. Biegung ist. Wobei sich zusätzlich bestätigt, dass sich dieser Effekt, wie ebenfalls in Kapitel 7.1.1 für eine vertikale Anregung am linken Vorderrad bereits gezeigt, ab einem gewissen Niveau umkehrt.

Im nächsten Schritt kann der Einfluss der 2. Biegeeigenfrequenz auf das Motorstuckern geklärt werden. Die 2. Biegeeigenfrequenz ist, was aus der Nomenklatur schon hervorgeht, oberhalb der 1. Biegeeigenfrequenz zu finden. Aus diesem Grund wird erwartet, dass diese Eigenform nur sehr wenig Einfluss auf das Motorstuckern besitzt. Deshalb wird versucht bei einem niedrigeren Frequenzniveau der 1. Biegung von 24,5 Hz den tatsächlichen Einfluss zu überprüfen.

Tabelle 7.4: Eigenfrequenzen und Übereinstimmung der verschiedenen Varianten der 2. Biegung

Karosserievariante	2. Biegung	Übereinstimmung
1	32,6 Hz	92,5 %
2	28,6 Hz	80,5 %
3	25,7 Hz	68,0 %

In Tabelle 7.4 sind dazu die verschiedenen Frequenzlagen der 2. Biegeeigenfrequenz gegenübergestellt, in der sich ebenfalls der gleiche Trend der Tabelle 7.3 bestätigen lässt

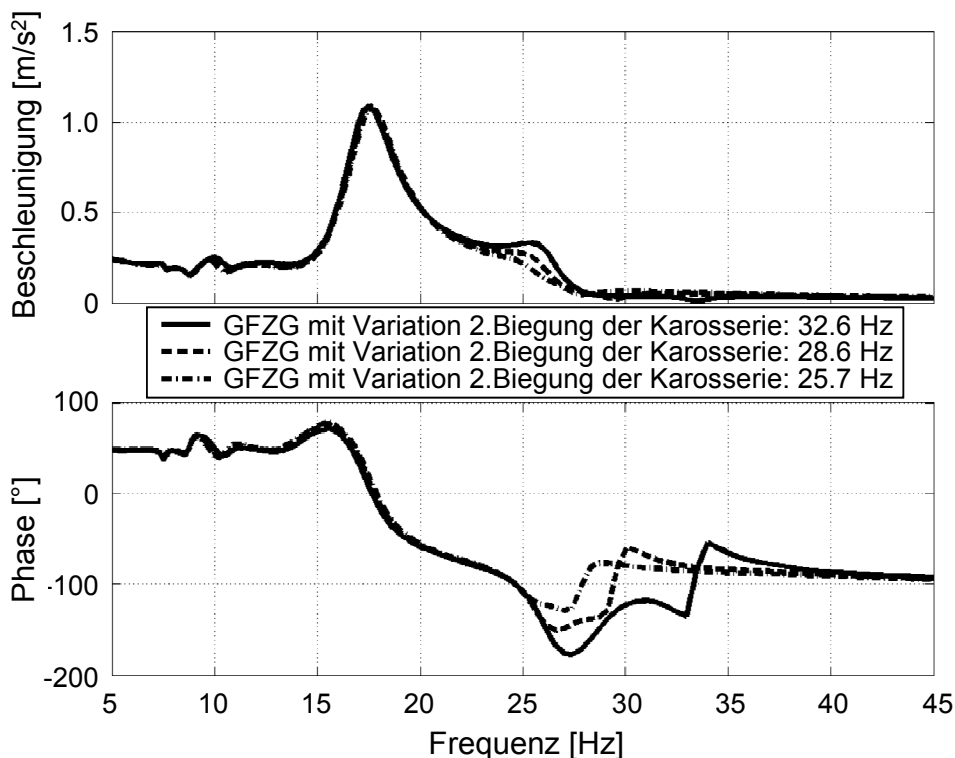


Bild 7.12: Gleichphasige vertikale Anregung an den beiden Vorderrädern und Messung der vertikalen Beschleunigung am vorderen Verschraubungspunkt der äußeren Fahrersitzschiene bei Variation der 2. Biegeeigenfrequenz der Karosserie

In Bild 7.12 sind die Systemantworten auf die gleichphasige vertikale Anregung an den beiden Vorderrädern gegenübergestellt. Daraus wird ersichtlich, dass bei einer höheren Differenz zwischen 1. und 2. Biegeeigenfrequenz ein Einfluss auf das Gesamtfahrzeug ermittelt werden kann, der jedoch sehr klein und damit vernachlässigbar bleibt. Damit ist anschaulich nachgewiesen, dass die 2. Biegeeigenform wenig Einfluss auf das Schwingungsphänomen Motorstuckern besitzt.

7.2.2 Einfluss der Eigenformen

Im nächsten Schritt wird der Einfluss der Eigenform der 1. Biegung der Karosserie analysiert. Dazu wird die Eigenform etwas variiert, was in Bild 7.13 an der normierten Darstellung der 1. Biegeeigenform dargestellt ist.

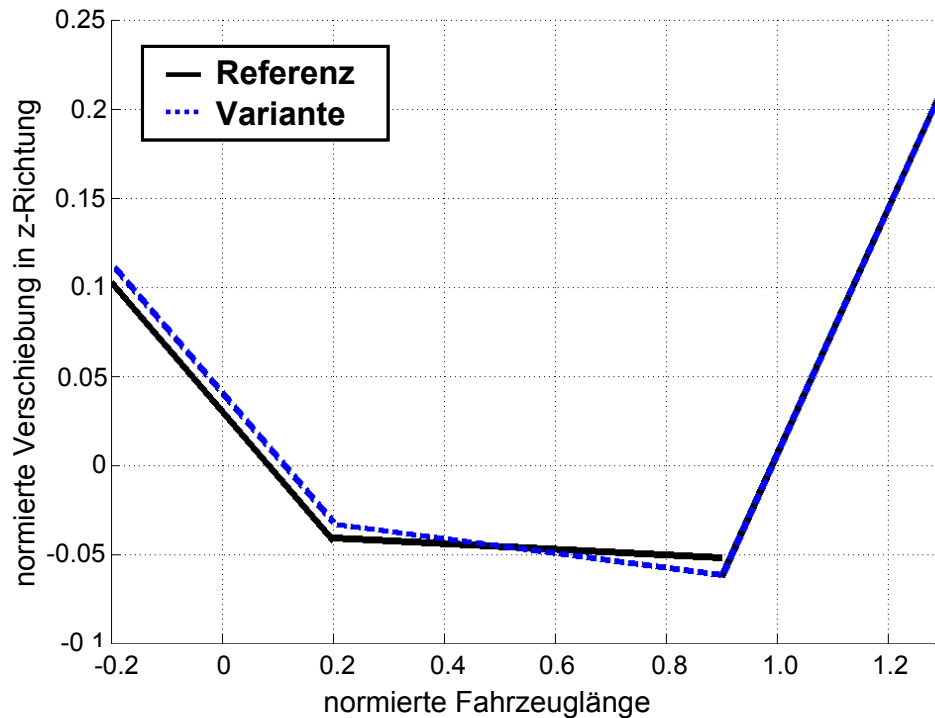


Bild 7.13: Variante der 1. Biegeeigenform

In Bild 7.13 sind zwei verschiedene Eigenformen der 1. Biegung der Karosserie in Form der Verschiebungen in Fahrzeughochrichtung über der normierten Fahrzeuglänge gegenübergestellt. Dabei ist bei beiden Varianten eine deutliche Aufteilung der Eigenform in drei Bereiche zu erkennen. Die beiden Varianten unterscheiden sich im vorderen (um x -Wert 0) und im mittleren Bereich, während im hinteren Bereich kein Unterschied erzeugt wird. Zu erkennen ist jedoch, dass bei der Variante im Gegensatz zur Referenz ein homogener Verlauf der Eigenform, vor allem ohne Sprung zwischen dem mittleren und hinteren Bereich dargestellt wird. Damit soll eine noch bessere Abbildung der Eigenform durch das Funktionsmodell erreicht werden. In Tabelle 7.5 werden die Werte der Übereinstimmung der verschiedenen Eigenformkonfigurationen zusammengefasst. Dabei ist ersichtlich, dass durch die geänderte, homogenere Eigenform der 1. Biegung bei der Variante gegenüber dem Referenzmodell eine um gut 10% höhere Übereinstimmung (MAC-Wert) erreicht werden kann. Welchen Einfluss dieser höhere MAC-Wert in Verbindung mit der geänderten Eigenform auf das Motorstückern hat, wird in Bild 7.14 an Hand der gleichphasigen vertikalen Anregung an den beiden Vorderrädern dargestellt.

Tabelle 7.5: Vergleich der Abbildungsgüte der beiden Eigenformvarianten

Karosserievariante	1. Biegung	Übereinstimmung
Referenz	29,5 Hz	60,1 %
Variante	29,5 Hz	71,9 %

Die Analyse der Systemantworten aus Bild 7.14 ergibt einen nur geringen Unterschied zwischen beiden Varianten. Ein sehr kleiner Unterschied ist dabei nur im Frequenzbereich der 1. Biegeeigenfrequenz zu erkennen. Daraus lassen sich verschiedene Schlussfolgerungen ziehen. Zum einen kann durch eine Beeinflussung der Eigenform der 1. Biegung der Verlauf der Systemantwort beim Phänomen Motorstuckern beeinflusst werden. Zum anderen müssen die Änderungen der Eigenform für eine signifikante Modifikation der Systemantwort deutlich sein. Dies bedeutet aber wiederum allgemein, dass die ermittelten Systemantworten sehr robust gegenüber Übereinstimmungsdifferenzen sind.

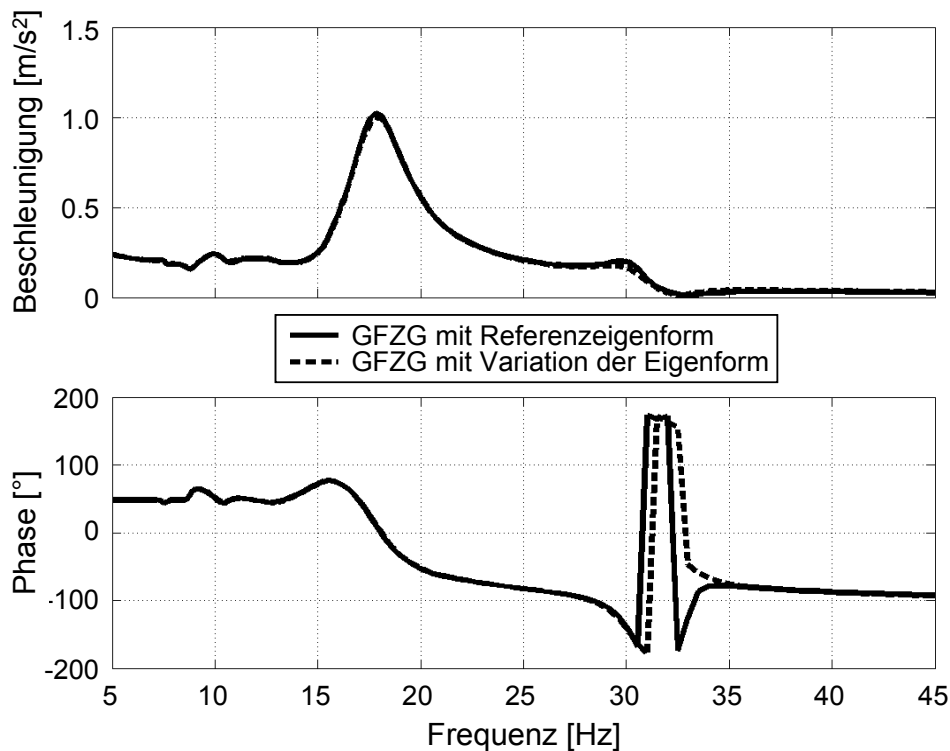


Bild 7.14: Gleichphasige vertikale Anregung an den beiden Vorderrädern und Messung der vertikalen Beschleunigung am vorderen Verschraubungspunkt der äußeren Fahrersitzschiene

7.3 Bewertung der Sensitivitätsanalysen

Aus der Analyse der verschiedenen Variationen der globalen Eigenfrequenzen der Karosserie ergibt sich je nach Anregung ein mehr oder weniger großer Einfluss dieser Modifikationen auf die ermittelten Systemantworten. Dies hat mehrere Gründe. Zum ersten ist physikalisch begründet, dass einzelne speziell ausgewählte Anregungen an das Gesamtfahrzeug nur bestimmte Eigenformen anregen. Zum anderen liegt es in der Bauart des Derivats Limousine, dass die globalen Eigenfrequenzen der Karosserie im Gegensatz zur Radeigenfrequenz sehr viel höher liegen, als z.B. beim Cabrio. Durch diese höhere Frequenzlage kommt es zwangsläufig zu einer besseren Entkopplung der Karosserieresonanzen, was aber auch bedeutet, dass

für das Derivat Cabrio die Einflüsse auf die Systemantworten aus den globalen Eigenfrequenzen der Karosserie deutlich stärker sind. Der dritte Grund für die teilweise geringe Beeinflussung liegt in dem sehr hohen Steifigkeitsniveau, welches in dieser Limousine realisiert ist.

Im Gegensatz zu den geringeren Einflüssen der Variationen der dynamischen Steifigkeiten haben die Variationen der Masse der Karosserie deutlichen Einfluss auf die Systemantworten verschiedener Anregungen. Damit ist die Masse der Karosserie ein sehr sensitiver Parameter bei der Auslegung des Schwingungskomforts.

Insgesamt kann festgestellt werden, dass es kein einfaches Rezept gibt, um Schwingungskomfort steigernde Maßnahmen zu definieren. Bei den verschiedenen Variationen zeigen sich komplexe Kopplungseffekte bei verschiedenen Eigenformkonfigurationen, die im Einzelnen immer zuerst analysiert werden müssen. Z.B. kann gezeigt werden, dass eine Reduktion der 1. Biegeeigenfrequenz je nach Ausgangsfrequenzniveau zu einer Erhöhung bzw. zu einer Reduktion der Beschleunigungsamplitude bei der Radeigenfrequenz führt.

Aus der Analyse der Einflussparameter für das Schwingungskomfortphänomen Motorstuckern ergibt sich, dass sich die Variation der 1. Biegeeigenfrequenz als dominierender Sensitivitätsparameter aus der Gruppe der globalen Eigenformen herausgestellt hat. Allerdings ist auch dieser Einfluss bei dem vorliegenden hohen Steifigkeitsniveau sehr gering, was aber bei einem anderen Karosseriederivat, wie z.B. Cabrio nicht zutreffend ist. Der Einfluss der Eigenformen kann bei diesem Phänomen ebenfalls auf Variationen der 1. Biegeeigenform reduziert werden. Dabei kann zum einen eine gute Robustheit der ermittelten Ergebnisse nachgewiesen werden, zum anderen wird ebenfalls deutlich, dass Änderungen in den Eigenformen zu Änderungen in den Systemantworten führen. Auf die Darstellung der Variation der Karosseriemasse auf das Schwingungsphänomen Motorstuckern wird an dieser Stelle verzichtet, da sich die Erkenntnisse daraus analog zu den bereits in Kapitel 7.1.3 festgestellten Erkenntnissen verhalten.

8 Zusammenfassung und Ausblick

Die Konzeptphase der Fahrzeugentwicklung ist die Umgebung der vorliegenden Arbeit. Ziel ist es, das bestehende Berechnungsmodell zur Auslegung von Schwingungskomfortphänomenen wie Motorstuckern, Leerlaufanregungen o. ä. in dieser Phase der Fahrzeugentwicklung zu erweitern. Bei dem bestehenden Berechnungsmodell handelt es sich um ein Mehrkörpermodell aus starren Körpern. Dieses Modell kann keinerlei Einfluss der dynamischen Charakteristika der Karosserie abbilden. Da ein Einfluss der globalen dynamischen Eigenformen der Karosserie auf verschiedene Schwingungskomfortphänomene besteht, wird in dieser Arbeit die Möglichkeit der Definition eines Funktionsmodells für die Karosserie analysiert, welches die globalen dynamischen Eigenformen abbilden kann.

Ausgangspunkt zur Ableitung eines Funktionsmodells der Karosserie ist die eingehende Analyse der globalen Eigenformen der unterschiedlichen Karosseriederivate, wobei sich in dieser Arbeit auf das Limousinenderivat konzentriert wird. Aufbauend auf dieser Analyse werden verschiedene Berechnungsmethoden zum Aufbau eines Funktionsmodells vorgeschlagen. Als Ziel führend wird darunter die Mehrkörpermethode ausgewählt. Mit Hilfe der Analyse der globalen Eigenformen der realen Karosserie kann ein Funktionsmodell der Karosserie bestehend aus sechs starren Körpern ermittelt werden. Dieses Funktionsmodell erfüllt die Anforder-

zung einer möglichst einfachen Konfiguration bei möglichst hoher Qualität der Berechnungsergebnisse. Eine weitere Anforderung an das Funktionsmodell ist die der einfachen Parametrisierbarkeit zu einem so frühen Zeitpunkt in der Entwicklung. Diese Anforderung ist für die Einsetzbarkeit des Funktionsmodells von entscheidender Bedeutung. Aus den sechs Körpern und den Schnittstellen zwischen diesen Körpern werden insgesamt 54 Parameter ermittelt, die zur vollständigen Definition des Funktionsmodells identifiziert werden müssen. Dabei können zwei verschiedene Klassen von Parametern ermittelt werden.

Die erste Klasse der Parameter umfasst die so genannten Trägheitsparameter. Dabei handelt es sich um die Massen, Massenträgheitsmomente und Koordinaten der Massenschwerpunkte der einzelnen Körper des Funktionsmodells. Grundlage für die Ermittlung dieser Parameter ist eine eingehende Analyse bestehender Fahrzeugtypen. Dabei kann ein Zusammenhang zwischen der Gesamtmasse eines bestehenden Fahrzeugs und der Gesamtmasse eines neuen Fahrzeugkonzeptes über einen Vergleich der Radstände der beiden Fahrzeuge unter definierten Randbedingungen ermittelt werden. Darüber hinaus kann eine Möglichkeit zur sinnvollen Einflussnahme auf das Gesamtgewicht an Hand definierter Teilbaugruppen einer Fahrzeugkarosserie gegeben werden. An Hand dieser Ableitung der Masse eines neuen Fahrzeugkonzeptes wird eine Strategie zur Aufteilung der Masse auf die sechs Körper des Funktionsmodells erarbeitet, die eine begründete Massenverteilung des Karosseriegewichts auf die Bereiche Motorraum, Fahrgastzelle und Heck beinhaltet. Analog zur Ableitung der Massenverteilung auf die sechs Körper des Funktionsmodells wird die Ableitung der Massenträgheitsmomente der einzelnen Körper durchgeführt. Auch hier kann eine Ableitung rein aus der Gesamtmasse und dem Radstand durchgeführt werden. Bei der Analyse der Schwerpunktskoordinaten der sechs Körper des Funktionsmodells wird eine generelle Konfiguration erarbeitet.

Bei den übrigen Parametern des Funktionsmodells handelt es sich um so genannte virtuelle Parameter, für die Feder- und Dämpferelemente des Funktionsmodells. Für diese Parameter gibt es keine realen Bezugsgrößen, was dazu führt, dass keine statistische Ableitung durchgeführt werden kann. Für die Ermittlung dieser Parameter wird eine so genannte Parameteridentifikation aufgebaut, die einleitend begründet und erläutert wird. In dieser Ableitung wird ausführlich auf das verwendete Optimierungsverfahren, sowie die Definition der Zielfunktion eingegangen. Für die Implementierung der Parameteridentifikation werden im Folgenden einige Strategien entwickelt. Diese führen zu einer weiteren Aufteilung der Parameter in Steifigkeits- und Dämpfungsparameter. Die Identifikation der Steifigkeitsparameter muss im Anschluss weiter unterteilt werden, wozu weitere Strategien vorgeschlagen werden, die beginnend mit einer weiteren Untergliederung der Identifikation der unterschiedlichen Eigenformen des Funktionsmodells bis hin zur Untergliederung des Identifikationsziels führt. Mit Hilfe dieser iterativ aufeinander abgestimmten Strategien ist es möglich, eine effiziente Parameteridentifikation durchzuführen. Zur vollständigen Umsetzbarkeit der vorgeschlagenen Parameteridentifikation wird im weiteren Verlauf neben der Einführung einer Möglichkeit zum Vergleich der berechneten Eigenformen, ein implementierter Mehrkörperformalismus und das zur weiteren Effizienzsteigerung eingesetzte Expertensystem vorgestellt und intensiv diskutiert.

Am Beispiel einer Limousinenkarosserie der Oberklasse wird ein vollständiger Verlauf der Parametrisierung des Funktionsmodells abschließend gezeigt.

Nach der Ableitung der Parameter des Funktionsmodells wird eine ausführliche Verifikation des Funktionsmodells durchgeführt. Dabei werden neben den Eigenfrequenzen und Eigenformen auch aus verschiedenen Anregungen resultierende Systemantworten mit den Referenzen der Gesamtfahrzeugmodelle mit starrer und flexibler Karosserie verglichen. Darüber hinaus werden nicht nur die Ergebnisse der Gesamtfahrzeugmodelle zur Verifikation des Funktionsmodells herangezogen, sondern auch die Ergebnisse der Karosseriemodelle. Ergebnis dieser Verifikation ist, dass das Funktionsmodell die globalen Eigenfrequenzen der Karosserie sehr gut abbilden kann. Die Qualität der Eigenformen ist dabei für die Konzeptphase ausreichend. Zudem bietet die vorgeschlagene Parameteridentifikation einige Gewichtungsfaktoren, um die Qualität der Eigenformen auch noch weiter erhöhen zu können. Bei der Betrachtung der Systemantworten ist jedoch eine gute Übereinstimmung mit dem Referenzmodell mit elastischer Karosserie zu erkennen. Der Vollständigkeit halber sei angemerkt, dass mit der starren Karosserie eine deutliche Abweichung vom Referenzmodell mit elastischer Karosserie zu erkennen ist. Aus diesem Grund ist der Einsatz des Funktionsmodells eine Verbesserung zur Auslegungsberechnung des Schwingungskomforts in der Konzeptphase der Fahrzeugentwicklung.

Abschließend wird an Hand einiger Anwendungsmöglichkeiten das Potenzial des Funktionsmodells aufgezeigt. Dazu werden einige Sensitivitätsanalysen mit dem Funktionsmodell durchgeführt und deren Auswirkungen auf definierte Systemantworten dargestellt. Diese Beispiele sollen als Grundlage für weitere Analysen in Bezug auf die Auslegung des Schwingungskomforts in der sehr frühen Phase der Fahrzeugentwicklung dienen.

Abschließend lässt sich sagen, dass es durch die Implementierung eines Funktionsmodells der Karosserie auf Grundlage der Mehrkörpermethode gelungen ist, ein sehr schnelles und qualitativ sehr gutes Werkzeug zur Integration der globalen dynamischen Eigenschaften der Karosserie in die Auslegungsberechnung des Schwingungskomforts zu realisieren. Mit Hilfe dieses erarbeiteten Funktionsmodells kann in Zukunft ein besseres Verständnis zwischen Fahrwerk und Karosserie bei der Auslegung Schwingungskomfort relevanter Phänomene geschaffen werden. Durch die klare methodische Parametrisierung ist es zudem gelungen, zukünftige, heute noch nicht bekannte Anforderungen in das Funktionsmodell zu integrieren.

Ausblickend ist eine weitere Analyse der Ergebnisse des Funktionsmodells und der Potenziale des Funktionsmodells als sehr empfehlenswert zu werten. Gerade bei der Variation verschiedener Eigenfrequenzlagen, oder Eigenformen ergibt sich ein großer Bedarf für weitergehende Untersuchungen. Daneben sind weitere Betrachtungen an den Derivaten wie Kombi und Cabrio darzustellen. Eine grundsätzliche Darstellbarkeit dieser Derivate durch das Funktionsmodell konnte im Rahmen des durchgeführten Forschungsprojektes bereits ermittelt werden.

9 Literaturverzeichnis

- [1] T. Adam, Untersuchung von Steifigkeitseinflüssen auf das Geräuschübertragungsverhalten von PKW-Karosserien, Schriftenreihe Automobiltechnik, Forschungsgesellschaft Kraftfahrwesen Aachen mbH (fka), Aachen, 1999
- [2] W. Alt, Nichtlineare Optimierung – Eine Einführung in Theorie, Verfahren und Anwendungen, Vieweg Verlag, Braunschweig/Wiesbaden, 2002
- [3] M. Arnold, u. a., Numerische Verfahren zur Simulation mechatronischer Systeme im Fahrzeugbau, Carl-Cranz-Gesellschaft, Oberpfaffenhofen, Seminarunterlagen, 2003
- [4] W. Beitz, K.-H. Küttner (Hrsg.), Dubbel, Taschenbuch für den Maschinenbau, Springer-Verlag, Berlin, 18. Auflage, 1995
- [5] D. Bestle, Analyse und Optimierung von Mehrkörpersystemen, Springer-Verlag, Berlin, 1994
- [6] R. Blumhardt, Numerische Optimierung des Crashverhaltens von Fahrzeugstrukturen und –komponenten, Dissertation Technische Universität München, München, 2001
- [7] H.-H. Braess, U. Seiffert (Hrsg.), Vieweg Handbuch Kraftfahrzeugtechnik, Vieweg Verlag, 3. Auflage, 2003

- [8] H. Bremer, Dynamik und Regelung mechanischer Systeme, Teubner Verlag, Stuttgart, 1988
- [9] H. Bremer, F. Pfeiffer, Elastische Mehrkörpersysteme, Teubner Verlag, Stuttgart, 1992
- [10] E. K. P. Chong, S. H. Zak, An Introduction to Optimization, John Wiley Sons Inc., New York, Second Edition, 2001
- [11] C. M. Close, D. K. Dean, Modeling and Analyses of Dynamic Systems, John Wiley Sons Inc., New York, Second Edition, 1995
- [12] S. Dietz, Vibration and Fatigue Analysis of Vehicle Systems Using Component Modes, VDI-Fortschritt-Berichte, Reihe 12, Nr. 401, VDI-Verlag, Düsseldorf 1999
- [13] P. Eberhard, Zur Mehrkriterienoptimierung von Mehrkörpersystemen, VDI-Fortschritt-Berichte, Reihe 11, Nr. 227, VDI-Verlag, Düsseldorf, 1996
- [14] P. Eberhard, u. a., Optimierung schwingungsfähiger Systeme in der Fahrzeugentwicklung, Haus der Technik, Essen, Tagungsunterlagen, 2003
- [15] D. J. Ewins, Modal Testing: Theory and Practice, John Wiley Sons Inc., New York, 1984
- [16] T. Feng, Entwicklung numerischer Verfahren zur Parameteridentifikation linearer mechanischer Systeme im Frequenzbereich, VDI-Fortschritt-Berichte, Reihe 11, Nr. 182, VDI-Verlag, Düsseldorf, 1992
- [17] R. Freymann, Die experimentelle Modalanalyse, ein Mittel zum Verifizieren von strukturdynamischen Rechenmodellen, Computergestützte Rechenverfahren in der Fahrzeugdynamik (Hrsg: H.-P. Willumeit), VDI-Verlag, Düsseldorf, 1991
- [18] H. Gahlau, Fahrzeugakustik – Entwicklung und Einsatz von Systemen zur Lärmreduzierung, Bibliothek des Technik, Band 158, Verlag Moderne Industrie, Landsberg/Lech, 2001
- [19] R. Gasch, K. Knothe, Strukturdynamik, Band 1: Diskrete Systeme, Springer-Verlag, Berlin, 1987
- [20] G. Gloth, Vergleich zwischen gemessenen und berechneten modalen Parametern, Carl-Cranz-Gesellschaft, Oberpfaffenhofen, Seminarunterlagen, 1998
- [21] V. Hadwich, Modellbildung mechatronischer Systeme, Dissertation Technische Universität München, München, 1998
- [22] D. Heiserer, Optimierung von Motorlagern bezüglich des Vibrationskomforts unter Verwendung globaler Suchalgorithmen, Berechnung und Simulation im Fahrzeugbau, VDI-Berichte, Nr. 1559, VDI-Verlag, Düsseldorf, 2000, S. 765-774

- [23] T. Herrmann, Parametrische Identifikation nichtklassisch gedämpfter Finite-Elemente-Modelle im Zeitbereich, VDI-Fortschritt-Berichte, Reihe 11, Nr. 234, VDI-Verlag, Düsseldorf, 1996
- [24] W. Heylen, S. Lammens, P. Sas, Modal Analysis Theory and Testing, Katholike Universiteit Leuven, Heverlee, 2003
- [25] M. Hofmann, Antivibrationssysteme – Grundlagen, Ausführungen, Anwendungen, Die Bibliothek der Technik, Band 225, Verlag Moderne Industrie, Landsberg/Lech, 2001
- [26] W. Kortüm, P. Lugner, Systemdynamik und Regelung von Fahrzeugen, Springer-Verlag, Berlin 1994
- [27] A. Krohmer, Einfluss der globalen Karosserietorsionssteifigkeit auf die Fahrdynamik, in: Reifen, Fahrwerk, Fahrbahn, VDI-Berichte, Nr. 1632, VDI-Verlag, Düsseldorf, 2001, S. 253 – 267
- [28] G. Leister, Beschreibung und Simulation von Mehrkörpersystemen mit geschlossenen kinematischen Schleifen, VDI-Fortschritt-Berichte, Reihe 11, Nr. 167, VDI-Verlag, Düsseldorf, 1992
- [29] Matlab Help, Matlab 6.5.1, Mathworks Corporation, 2001
- [30] D. Mass, Schnelle rechnerische Komfortoptimierung von Kraftfahrzeugen mittels modaler Korrektur, Hieronymus Buchreproduktions GmbH, München, 2000
- [31] G. Mendl, Motordynamik und ihre Interaktion zu Festigkeit, Ladungswechsel und Akustik, Dissertation Technische Universität München, München, 2002
- [32] M. Mitschke, H. Wallentowitz, Dynamik der Kraftfahrzeuge, Springer-Verlag, Berlin 2004
- [33] H. G. Natke, Einführung in Theorie und Praxis der Zeitreihen- und Modalanalyse, Vieweg-Verlag, 3. Auflage, Wiesbaden, 1992
- [34] U. Neureder, F.-J. Laermann, Minimierung des Motorstuckerns am Beispiel des Ford Focus, in: Berechnung und Simulation im Fahrzeugbau, VDI-Berichte, Nr. 1494, VDI-Verlag, Düsseldorf, 1999, S. 253 – 267
- [35] M. Papageorgiou, Optimierung – Statische, dynamische, stochastische Verfahren für die Anwendung, Oldenburg Verlag, München, 1991
- [36] F. Pfeiffer, Einführung in die Dynamik, Teubner Verlag, Stuttgart, 1989
- [37] E. Plank, Optimierung des Schwingungskomforts mit Hilfe der Finite-Elemente-Methode am Beispiel eines frontgetriebenen PKW's, VDI-Fortschritt-Berichte, Reihe 11, Nr. 208, VDI-Verlag, Düsseldorf, 1994

- [38] K. Popp, W. Schiehlen, Fahrzeugdynamik, Teubner Verlag, Stuttgart, 1993
- [39] T. Roscher, Identifikation von Modellparametern an Mehrkörpersystemen am Beispiel eines Antriebsstranges, VDI-Fortschritt-Berichte, Reihe 12, Nr. 605, VDI-Verlag, Düsseldorf, 2005
- [40] C. Schedlinski, Parameteridentifikation elastomechanischer Systeme aus Versuchen mit Fußpunkterregung, VDI-Fortschritt-Berichte, Reihe 11, Nr. 247, VDI-Verlag, Düsseldorf, 1997
- [41] K. Schröder, Beiträge der Parameteridentifikation zur Fahrdynamikanalyse, VDI-Fortschritt-Berichte, Reihe 12, Nr. 564, VDI-Verlag, Düsseldorf, 2003
- [42] R. Schwertassek, O. Wallrapp, Dynamik flexibler Mehrkörpersysteme, Vieweg-Verlag, Wiesbaden, 1999
- [43] M. Spickenreuther, Einbau einer flexiblen Karosserie ins Mehrkörpersimulationsprogramm SIMPACK – Auswirkung auf Akustik und Schwingungskomfort, Diplomarbeit Technische Universität München, München, 2001
- [44] W. T. Thomson, Theory of Vibration with Applications, Prentice-Hall Inc., New Jersey, 2nd Edition, 1981
- [45] D. Tscharnuter, Optimale Auslegung des Antriebsstranges von Kraftfahrzeugen, Dissertation Technische Universität München, München, 2002
- [46] VDI (Hrsg.), VDI-Richtlinie 2057, VDI-Verlag, Düsseldorf, 1997
- [47] P. Venhovens, Optimal control of vehicle suspensions, Dissertation Delft University of Technology, 1993
- [48] F. Vogel, C. Felbrich, T. Dohmen, Methoden zur Entwicklung des Schwingungskomforts, in: Berechnung und Simulation im Fahrzeugbau, VDI-Berichte, Nr. 1494, VDI-Verlag, Düsseldorf, 1999, S. 237 – 251
- [49] R. Weber, T. Rottner, M. Sckuhr, Auslegung von Motorlagerungssystemen – Strategien zur Komfortverbesserung im Leerlauf, in: Tagungsband HdT-Fachbuch, Band 25, Motor- und Aggregateakustik, expert Verlag, 2003
- [50] H. Wei, Dynamische Simulation hybrider Mehrkörpersysteme mit beliebiger Systemstruktur, VDI-Fortschritt-Berichte, Reihe 18, Nr. 108, VDI-Verlag, Düsseldorf, 1992
- [51] A. Weissshuhn, Aufbau und Absicherung eines MKS-Funktionsmodells für das Fahrzeugderivat Touring, Diplomarbeit Technische Universität München, München, 2004

- [52] S. Wiedemann, Erarbeiten einer Strategie zur Ermittlung von Eigenschaften und Parametern eines MKS-basierten Karosseriefunktionsmodells, Diplomarbeit Technische Universität München, München, 2004
- [53] J. Wittenburg, Dynamics of Systems of Rigid Bodies, Teubner Verlag, Stuttgart, 1977
- [54] C.-J. You, Karosseriebelastungen aufgrund verschiedener Erregungsquellen insbesondere aus Motorlagerkräften bei Antriebssträngen in Personenkraftwagen, VDI-Fortschritts-Berichte, Reihe 12, Nr. 417, VDI-Verlag, Düsseldorf, 2000