

Ingo Scharfenbaum

Funktionale Grundauslegung von Fahrwerkregelsystemen in der frühen Entwicklungsphase

Schriftenreihe des Lehrstuhls
Kraftfahrzeugtechnik

Herausgeber Prof. Dr.-Ing. Günther Prokop

Band 1



Schriftenreihe des Lehrstuhls
Kraftfahrzeugtechnik

Herausgeber Prof. Dr.-Ing. Günther Prokop

Band 1

ISSN 2509-694X





FUNKTIONALE GRUNDAUSLEGUNG VON FAHRWERKREGELSYSTEMEN IN DER FRÜHEN ENTWICKLUNGSPHASE

Ingo Scharfenbaum

Geboren am: 17.09.1984 in Paderborn

DISSERTATION

zur Erlangung des akademischen Grades

DOKTOR-INGENIEUR (DR.-ING.)

Erstgutachter

Prof. Dr.-Ing. Günther Prokop

Zweitgutachter

Prof. Dr.-Ing. Bernard Bäker

Eingereicht am: 22.01.2016



Bibliografische Information der Deutschen Nationalbibliothek

Die Deutsche Nationalbibliothek verzeichnet diese Publikation in der Deutschen Nationalbibliografie; detaillierte bibliografische Daten sind im Internet über <http://dnb.d-nb.de> abrufbar.

1. Aufl. - Göttingen: Cuvillier, 2016

Zugl.: (TU) Dresden, Univ., Diss., 2016

© CUVILLIER VERLAG, Göttingen 2016

Nonnenstieg 8, 37075 Göttingen

Telefon: 0551-54724-0

Telefax: 0551-54724-21

www.cuvillier.de

Alle Rechte vorbehalten. Ohne ausdrückliche Genehmigung des Verlages ist es nicht gestattet, das Buch oder Teile daraus auf fotomechanischem Weg (Fotokopie, Mikrokopie) zu vervielfältigen.

1. Auflage, 2016

Gedruckt auf umweltfreundlichem, säurefreiem Papier aus nachhaltiger Forstwirtschaft.

ISBN 978-3-7369-9312-9

eISBN 978-3-7369-8312-0

VORWORT

Die vorliegende Dissertation entstand während meiner Zeit als Doktorand im Bereich Entwicklung Fahrdynamik der BMW AG in Kooperation mit dem Lehrstuhl für Kraftfahrzeugtechnik am Institut für Automobiltechnik der Technischen Universität Dresden.

Mein besonderer Dank gilt meinem Doktorvater, Herrn Prof. Dr.-Ing. Günther Prokop, der mir in allen Situationen der Dissertation mit Rat und Tat zur Seite stand. Die zahlreichen kritischen, jedoch immer konstruktiven Diskussionen haben den Inhalt meiner Arbeit bereichert und zum positiven Gelingen beigetragen.

Für die Übernahme des Korreferats und das damit verbundene Interesse an meiner Arbeit danke ich Herrn Prof. Dr.-Ing. Bernard Bäker. Herrn Prof. Dr. techn. Klaus Janschek danke ich für die Übernahme der Nebenfachprüfung des Rigorosums und das Engagement in der Promotionskommission. Weiterer Dank gilt Herrn Prof. Dr.-Ing. Jochen Trinckauf für die Übernahme des Vorsitzes der Promotionskommission.

Herrn Prof. Dr.-Ing. Marcus Jautze danke ich besonders: Zunächst für seine Beteiligung an der Prüfungskommission, aber vor allem für die Ermöglichung dieser Dissertation bei der BMW AG, die bereichernden Diskussionen und das Vertrauen, das er als mein erster Betreuer bei BMW in mich gesetzt hat.

Meinem Abteilungsleiter, Herrn Dipl.-Ing. Reinhard Mühlbauer, und meinem Gruppenleiter, Herrn Dr.-Ing. Kvasnicka, danke ich für die Freiräume während der Erstellung meiner Dissertation. Herrn Dr.-Ing. Kvasnicka sei darüber hinaus auch für die spätere Übernahme meiner Betreuung innerhalb der BMW AG und die konstruktiven Anregungen gedankt.

Ich bedanke mich auch für die zahlreichen Diskussionen mit meinen ehemaligen BMW-Kollegen Dipl.-Ing. Markus Eichstetter, Dipl.-Wirt.-Ing. Steffen Fuhrmann, Dr.-Ing. Karsten Röske und Dr.-Ing. Christian Wimmer.

Einen großen Dank möchte ich auch an meine Korrektoren Frau Annette Böckamp-Gros, Dipl.-Ing. Matthias Lochbichler, Dr.-Ing. Pavel Kvasnicka, Dr.-Ing. Dominik Mäder und Dipl.-Ing. Martin Münster richten. Ein herzliches Dankeschön für Eure Anmerkungen, Anregungen und Korrekturen.

Abschließend möchte ich mich in besonderem Maße bei meiner Familie und meinen Freunden für die stetige Unterstützung in allen Phasen der Dissertation bedanken.



Hervorzuheben sind meine Eltern, Anna und Joachim, die mir mit ihrer bedingungslosen Liebe, ihrer Förderung und ihrem Verständnis diese Arbeit ermöglichten. In gleicher Weise gilt mein Dank meinem Bruder Sven und meiner Partnerin Caroline, die mich mit ihrer Liebe und ihrer positiven Lebenseinstellung auf dem Weg meiner Dissertation stets ermutigt und auch mit ihrer Rücksichtnahme zu deren Gelingen beigetragen hat.

Ingolstadt, 09.07.2016

Ingo Scharfenbaum

ZUSAMMENFASSUNG

In der Automobilwirtschaft spielen derzeit die Erweiterung des Produktportfolios und die Schließung von bestehenden Segmentlücken eine besondere Rolle [Ren07]. Insbesondere stellt dieses Vorgehen eine Reaktion auf neue Herausforderungen, wie neue Umweltgesetzgebungen, aber auch auf den demographischen Wandel dar [SR08], [Bra13]. Ein weiterer Trend ist die Steigerung der Kundenfunktionalität durch den vermehrten Einsatz von Fahrwerkregelsystemen, um so den altbekannten Zielkonflikt zwischen Fahrdynamik und -komfort zu entschärfen [MW04], [HEG11]. Die Vernetzung der Fahrwerkregelsysteme und die Einführung weiterer Funktionalitäten zur Erreichung des gewünschten Kundennutzens sind dabei wesentliche Arbeitsthemen.

Die Konsequenz aus beiden Entwicklungszweigen sind die Neugestaltung des Entwicklungsprozesses und der Einsatz neuer Methoden. Das Ziel soll hierbei ein effizienter Entwicklungsprozess sein, der einerseits die Entwicklungskosten zur Sicherstellung der Unternehmensrentabilität, andererseits aber auch eine Verkürzung der Entwicklungszeit ermöglicht. Eine Lösungsmöglichkeit stellt der Einsatz numerischer Simulationsmethoden dar [VWB⁺09], [Wal95], [SR08]. Mithilfe der numerischen Simulation können Entscheidungen frühzeitig getroffen werden. Somit können exorbitant hohe Änderungskosten zum Ende des Entwicklungszyklus eingespart werden. Ein weiterer Vorteil ist die höhere Produktreife nach der Konzeptentwicklung. So können kostenintensive Entwicklungsfahrzeuge eingespart und der Entwicklungsprozess zeitlich gerafft werden.

Die vorliegende Arbeit greift den Lösungsansatz von numerischen Simulationsmethoden zur Entwicklung von Fahrwerkregelsystemen für Fahrzeugarchitekturen auf. Hierzu ist der etablierte Entwicklungsprozess des V-Modells mit dem Fokus auf konventionelle Fahrzeuge ohne aktive Regelsysteme analysiert worden. Entsprechend den Besonderheiten von Fahrwerkregelsystemen und dem funktionsorientierten Entwicklungsvorgehen ist die existierende Entwicklungsmethodik ganzheitlich erweitert worden. Somit ermöglicht der neue Entwicklungsprozess eine zielgerichtete Fahrwerkregelsystemauslegung von Fahrzeuganforderungen über die Funktionsauswahl bis hin zu den System- bzw. Komponentenanforderungen. Anhand dieses generischen Vorgehens ist die funktionale Grundauslegung mit dem Ziel der Systematisierung des linken Astes des V-Modells konzipiert worden. Innerhalb der Konzeptentwicklung existieren diverse Phasen. In der sehr frühen Phase sind die Fahrzeugparameter sehr volatil, und es müssen schnelle Entwicklungsiterationen und Aussagen möglich sein. Weiterhin wird der Grundcharakter eines Fahrzeugs innerhalb der Fahrwerksentwicklung

durch wenige Fahrzeugparameter, wie z. B. Fahrzeugmasse, -radstand, -spurweite und -schwerpunkt, maßgeblich bestimmt. Zum Ende der Konzeptentwicklungsphase ist eine Aussagevalidität gefordert, da nur so frühzeitige Entscheidungen getroffen werden können. Unter Berücksichtigung dieser Phasen ist die funktionale Grundauslegung für Fahrwerkregelsysteme mit ihren Bestandteilen Wissensmanagementsystem, Auslegung der stationären Funktionseigenschaften sowie Modellierung der dynamischen Funktionseigenschaften respektive Gesamtfahrzeugauslegung gestaltet worden und ermöglicht einen Übergang zwischen qualitativen und quantitativen Aussagen. Für die qualitativen Aussagen in der sehr frühen Entwicklungsphase ist ein funktionsorientiertes Wissensmanagementsystem für Fahrwerkregelsysteme entwickelt worden. Es beinhaltet die Funktions- und auch die Systemwirkketten und soll die Abhängigkeiten zwischen Fahrzeugeigenschaften und den entsprechenden Funktions- und Systemeigenschaften darstellen. Die quantitative Bewertungsmöglichkeit ist zweigeteilt. Die Auslegung der stationären Funktionseigenschaften ermöglicht eine schnelle quantitative Bewertung der erreichbaren Fahrzeugeigenschaften und der notwendigen Systemeigenschaften in der Phase mit stark variierenden Fahrzeugparametern für das stationäre Verhalten. Die Gesamtfahrzeugauslegung nutzt die ausgelegten, stationären Funktionseigenschaften und ermöglicht mithilfe der Modelle zur Beschreibung der dynamischen Funktionseigenschaften die Bestimmung der dynamischen Systemanforderungen zur Erreichung der gesetzten Fahrzeugzeileigenschaften. Zu den einzelnen Bestandteilen der funktionalen Grundauslegung sind generische Methoden zur Entwicklung des Wissensmanagementsystems, der Auslegung der stationären Funktionseigenschaften und auch der Modellierung von dynamischen Funktionseigenschaften entwickelt worden. Die generischen Methoden können anhand von drei Anwendungsbeispielen für die Funktionen adaptive Niveauregulierung, aktive Wankstabilisierung und adaptive Aufbaubedämpfung bestätigt werden. Somit ist eine Übertragbarkeit auf weitere Fahrwerkregelsysteme und Fahrerassistenzsysteme möglich. Die Arbeit schließt mit einem Anwendungsbeispiel und beschreibt dabei die Nutzung des neuen funktionsorientierten Entwicklungsprozesses inklusive der funktionalen Grundauslegung. Die Gesamtanwendung beantwortet die Frage, ob ein System innerhalb eines Baukastens für mehrere Fahrzeugprojekte unter Berücksichtigung ihrer Marktpositionierung und -anforderungen zielführend ist. Die Vorteile des neuen Vorgehens werden explizit dargestellt.

SUMMARY

These days automotive companies are placing emphasis on extending their product portfolio and closing existing gaps in their respective market segments [Ren07]. This is mostly a reaction to novel challenges, such as tightened environmental legislation, but also to demographic change [SR08], [Bra13]. Another trend is to increase customer benefits by making vehicle control systems available for a trade-off between vehicle dynamics and ride comfort [MW04], [HEG11]. The focus is on cross-linking the vehicle control systems and introducing further functionalities in order to realize the desired customer benefits.

One consequence of these two development trends is a remodelling of the design process and the use of new methods, with the aim being to implement an efficient development process that has to enable a minimization of development costs in view of corporate profitability while reducing development time. A possible solution lies in the use of numerical simulation methods [VWB⁺09], [Wal95], [SR08]. They can assist in making decisions already at an early stage. Thus it will be possible to avoid unnecessarily high costs for alterations near the end of the development cycle. Another benefit is a higher product maturity after the conception stage. In this way it will be possible to skip costly development vehicles and to speed up the design process.

The present thesis adopts the approach of numerical simulation methods to the development of vehicle control systems in vehicle architectures. For this purpose the well-established design process of the V-model was analyzed, with the focus being on conventional vehicles without active control systems. The existing development methodology was holistically extended according to the specific characteristics of vehicle control systems and the function-oriented development procedure. Thus the new development process allows a target-oriented design of the vehicle control system, from demands on the vehicle characteristics to function selection to system- resp. component requirements. According to this generic proceeding, the conceptual layout was done in view of systematizing the left-hand branch of the V-model. The conceptual layout comprises different stages. Early in the process, the vehicle parameters are very volatile and require prompt development iterations and assessments. Furthermore, during the chassis-development process the basic character of a vehicle is essentially defined by just a few vehicle parameters, such as vehicle mass, wheelbase, track width, and center of gravity. Near the end of the conception stage, reliable data are indispensable for

making early and valid decisions. The functional basic design of vehicle control systems, comprising the elements knowledge-management system, design of stationary function characteristics, and modelling of dynamical function characteristics resp. design of the overall vehicle, was laid out in consideration of these stages; it allows transition from qualitative assessments to quantitative ones. As regards the qualitative assessments at a very early development stage, a function-oriented knowledge-management system for vehicle control systems was designed. It comprises both the function- and the system effects chains for describing the interdependences between vehicle characteristics and the respective function- and system characteristics. Assessment of quantitative characteristics is divided into two segments. The layout of stationary function characteristics allows a quick quantitative assessment of the features that can be attained and of the necessary system characteristics at the stage where the parameters of the stationary behaviour of the vehicle are varying considerably. Layout of the overall vehicle makes use of the results of the stationary function characteristics and enables assessment of the dynamical system requirements by means of the modelled dynamical functions in order to attain the defined target characteristics of the vehicle. For every single component of the basic function design, generic methods for developing the knowledge-management system, the layout of stationary function characteristics, and the modelling of dynamical function characteristics were developed. These generic methods were proved to be effective on the basis of the application examples of three functions: adaptive self-leveling control, active roll stabilization, and dynamic damper control. Hence it will be possible to apply them with other chassis-control systems, but also with driver-assistance systems. The thesis closes with an application example describing the use of the new function-oriented development process including the functional basic design. The overall application contributes to solving the question whether a system within a modular construction set is suitable for several vehicle projects with regard to their respective market position and requirements. The benefits of the new procedure are presented in exhaustive detail.

SYMBOL- UND ABKÜRZUNGSVERZEICHNIS

SYMBOLVERZEICHNIS

Symbol	Einheit	Erläuterung
a, b, c	-	Polynomkoeffizienten des wirksamen Radius der Luftfeder
a_y	$\frac{m}{s^2}$	Querbeschleunigung
$a_{y,i}$	$\frac{m}{s^2}$	i -te Querbeschleunigungsstützstelle
$a_{y,max}$	$\frac{m}{s^2}$	maximale Querbeschleunigung
$A_{LF,w}$	m^2	Wirksame Fläche der Luftfeder
$A_{LF,w,KO}$	m^2	Wirksame Fläche der Luftfeder in Konstruktionslage
b_i	-	Koeffizienten des Luftfederparametermodells
$c_{A,i}$	$\frac{N}{m}$	Aufbausteifigkeit
c_i	$\frac{N}{m}$	Tragfedersteifigkeit
$c_{LF,dyn}$	$\frac{N}{m}$	dynamische Luftfedersteifigkeit
$c_{LF,dyn,KO}$	$\frac{N}{m}$	dynamische Luftfedersteifigkeit in Konstruktionslage
c_{St}	$\frac{Nm}{rad}$	Steifigkeit des Stabilisators
$c_{z,R}$	$\frac{N}{m}$	Vertikale Reifensteifigkeit
d_D	$\frac{Ns}{m}$	Dämpfungskonstante des Verstelldämpfers
$d_{D,max}$	$\frac{Ns}{m}$	maximale Dämpfungskonstante des Verstelldämpfers
$d_{D,min}$	$\frac{Ns}{m}$	minimale Dämpfungskonstante des Verstelldämpfers
$d_{Sky,z}$	$\frac{Ns}{m}$	Dämpfungskonstante des Sky-Hook-Reglers
d_{St}	$\frac{Nms}{rad}$	Dämpfungskonstante des Stabilisators
$d_{z,R}$	$\frac{Ns}{m}$	Vertikale Reifendämpfung
D_{Band}	-	Dämpfungskonstante des Bandpasses
D_i	-	Dämpfungsmaß
f	Hz	Frequenz
f_A	Hz	vertikale Aufbaueigenfrequenz
f_E	Hz	Anregungsfrequenz
f_R	Hz	vertikale Radeigenfrequenz
$F_{D,z}$	N	Kraft des Verstelldämpfers
$F_{Ist,D}$	N	Istkraft des Verstelldämpfers
F_{LF}	N	Luftfederkraft
$F_{LF,dyn}$	N	dynamische Luftfederkraft
$\Delta F_{LF,dyn,gem}$	N	mittlere Abweichung der dynamischen Luftfederkraft



$F_{LF,dyn,KO}$	N	dynamische Luftfederkraft in Konstruktionslage
$\Delta F_{LF,dyn,max}$	N	maximale Abweichung der dynamischen Luftfederkraft
$F_{LF,dyn,para}$	N	dynamische Luftfederkraft des Parametermodells
$F_{LF,dyn,ref}$	N	dynamische Referenzluftfederkraft
$F_{LF,KO}$	N	Luftfederkraft in Konstruktionslage
$F_{LF,stat}$	N	statische Luftfederkraft
$\Delta F_{LF,stat,dyn}$	N	Kraftunterschied zwischen dynamischer und statischer Luftfedekraft
F_{para}	N	Kraftverlauf des Parametermodells
F_{ref}	N	Referenzkraftverlauf
$F_{S-Fkt.}$	N	Kraft einer Sonderregelungsfunktion
$F_{Sky,z}$	N	Kraft des Sky-Hook-Reglers
$F_{Sky,\varphi}$	N	Kraft des Sky-Hook-Reglers für das Wanken
$F_{Sky,\theta}$	N	Kraft des Sky-Hook-Reglers für das Nicken
$F_{Soll,j}$	N	Sollkraft des Systems j
$F_{Stuetz,i}$	N	Aufstützkraft
$F_{y,i}$	N	Reifenseitenkraft
$F_{z,A,i}$	N	Vertikale Aufbaukraft
$F_{z,AWS}$	N	Vertikale Kraft der aktiven Wankstabilisierung
$F_{z,D}$	N	Vertikale Dämpferkraft
$F_{z,R,i}$	N	Fahrzeugradlast am i -ten Rad
$F_{z,max}$	N	Maximale Radlast
g	$\frac{m}{s^2}$	Gravitationskonstante
$G(s)$	-	Übertragungsfunktion im Frequenzbereich
Δh	m	Höhenstandssignal
h_E	m	Anregungshöhe
h_{RZ}	m	Rollzentrumshöhe
$\Delta h_{SP,RZ}$	m	Abstand Schwerpunkt zu Rollzentrum
h_{SP}	m	Schwerpunkthöhe
i	-	Laufvariable
i_F	-	Federübersetzung
$i_{Ist,j}$	A	Iststrom des Systems j
$i_{Soll,j}$	A	Sollstrom des Systems j
i_{St}	-	Übersetzung des Stabilisators
j	-	Laufvariable
J	-	Gütekriterium Parameteridentifikation
k	-	Laufvariable
k_A	-	Überhöhung der Aufbauübertragungsfunktion
$k_{LF,dyn,stat,KO}$	-	Verhältnis der dynamischen zur statischen Luftfederkraft in Konstruktionslage
$k_{A,LF,w,KO}$	m	Gradient der wirksamen Fläche in Konstruktionslage
k_{geo}	m	geometrische Umrechnungskonstante des Stabilisators
k_R	-	Überhöhung der Radübertragungsfunktion
$k_{Reibung}$	-	Reibungskonstante
k_{St}	m	Schenkellänge des Stabilisators
$K_{Eig,i}$	-	Charakteristischer Eigenschaftswert
K_p	-	Verstärkungsfaktor
m	-	Laufvariable



m_A	kg	Aufbaumasse
$m_{A,i,gef}$	kg	gefederte Aufbaumasse
Δm_{LF}	$\frac{kg}{s}$	Luftmassenstrom der Luftfeder
m_R	kg	Radmasse
$M_{ARS,i}$	Nm	Moment des aktiven Wankstabilisators
M_i	Nm	Systemmoment
$M_{Ist,AWS}$	Nm	Istmoment des aktiven Wankstabilisators
$M_{Ist,j}$	Nm	Istmoment des Systems j
M_R	Nm	Reibmoment des Stabilisators
$M_{Soll,j}$	Nm	Sollmoment des Systems j
M_{St}	Nm	Moment des Stabilisators
$M_{x,AWS,i}$	Nm	Kompensationsmoment der Funktion aktive Wankstabilisierung an Vorder- bzw. Hinterachse
n	-	Laufvariable
n_i	-	Exponenten des Luftfederparametermodells
o	-	Laufvariable
$p_{Ist,j}$	$\frac{N}{m^2}$	Istdruck des Systems j
p_{LF}	$\frac{N}{m^2}$	Luftfederdruck
$p_{LF,dyn,max}$	$\frac{N}{m^2}$	maximaler Luftfederdruck
$p_{LF,KO}$	$\frac{N}{m^2}$	Luftfederdruck in Konstruktionslage
$p_{Soll,j}$	$\frac{N}{m^2}$	Solldruck des Systems j
P_i	-	Parametermodellpunkte
$P_{i,y}$	-	y -Koordinate des i -ten Punkts
Q_{LF}	J	Luftfederwärme
$R_{LF,w}$	m	wirksamer Radius der Luftfeder
s_i	m	Spurweite
t	s	Zeit
t	-	Laufvariable
$t(y, x\%)$	s	Zeitpunkt, an dem die Größe y x -% ihres Maximalwertes erreicht
T_{ay}	s	90-%-Ansprechzeit der Querbeschleunigung
$T_{ay,max}$	s	Ansprechzeit bis zur maximalen Querbeschleunigung
T_{Band}	s	Zeitkonstante des Bandpasses
$T_{D,ab}$	s	Zeitkonstante des Verstelldämpfers Stromabbau
$T_{D,auf}$	s	Zeitkonstante des Verstelldämpfers Stromaufbau
T_i	s	Zeitkonstante
T_{LF}	s	Zeitkonstante der Luftfeder
$T_{\ddot{\varphi}_{max}}$	s	Ansprechzeit bis zur maximalen Wankbeschleunigung
$T_{\dot{\psi}}$	s	90-%-Ansprechzeit der Giergeschwindigkeit
$T_{\dot{\psi},max}$	s	Ansprechzeit bis zur maximalen Giergeschwindigkeit
$u(t)$	-	Eingangssignal in Abhängigkeit der Zeit
U_{ay}	-	Überschwingweite der Querbeschleunigung
$U_{\dot{\psi}}$	-	Überschwingweite der Giergeschwindigkeit
v_D	$\frac{m}{s}$	Verstelldämpfergeschwindigkeit
v_i	$\frac{m}{s}$	i -te Geschwindigkeitsstützstelle
$v_{z,i}$	$\frac{m}{s}$	Anregungsgeschwindigkeit i in z -Richtung
V_{LF}	m^3	Luftfedervolumen
$V_{LF,KO}$	m^3	Luftfedervolumen in Konstruktionslage



v_x	$\frac{m}{s}$	Fahrzeuggeschwindigkeit in x-Richtung
$y(t)$	-	Ausgangssignal in Abhängigkeit der Zeit
$\tilde{y}$	-	RMS-Wert der Größe y
$z(t)$	-	Störsignal in Abhängigkeit der Zeit
z_A	m	Weg des Aufbaus in z-Richtung
$\dot{z}_A$	$\frac{m}{s}$	Aufbaugeschwindigkeit in z-Richtung
$\ddot{z}_A$	$\frac{m}{s^2}$	Aufbaubeschleunigung in z-Richtung
z_{LF}	m	Luftfederweg in z-Richtung
z_N	m	Steifigkeitsplateaugrenze bei Ausfederung
z_P	m	Steifigkeitsplateaugrenze bei Einfederung
z_R	m	Weg des Rades in z-Richtung
z_{Radhub}	m	Vertikaler Radhub
z_S	m	Straßenanregung in z-Richtung
β	rad	Schwimmwinkel
$\beta_{a_y, max}$	rad	Schwimmwinkel bei maximaler Querbeschleunigung
δ_H	rad	Lenkradwinkel, Fahrerlenkwinkel
η	-	Funktion der Reifenseitenkräfte zwischen Kurveninnen und -außen
κ	-	Polytropenexponent
φ	rad	Wankwinkel
φ_{extern}	rad	Schenkelwinkel des Stabilisators
φ_i	rad	i -te Wankwinkelstützstelle
φ_{St}	rad	Verdrehwinkel des Stabilisators
$\dot{\varphi}$	$\frac{rad}{s}$	Wankgeschwindigkeit
$\dot{\varphi}_{St}$	$\frac{rad}{s}$	Verdrehwinkelgeschwindigkeit des Stabilisators
$\ddot{\varphi}_{max}$	$\frac{rad}{s^2}$	maximale Wankbeschleunigung
Φ	-	Momentenverteilung der aktiven Wankstabilisierung
$\dot{\psi}$	$\frac{rad}{s}$	Giergeschwindigkeit
$\dot{\theta}$	$\frac{m}{s}$	Nickgeschwindigkeit
$\Theta_{A,x}$	kgm^2	Fahrzeugträgheitsmoment um die x-Achse

ABKÜRZUNGSVERZEICHNIS

Abkürzung	Erläuterung
A	Aktorik
A-Ebene	Anforderungsebene
ABS	Antiblockiersystem
AFS	Aktivlenkung, Überlagerungslenkung an der Vorderachse
ARS, AWS	aktiver Wankstabilisator
ASC	Automatic Stability Control
CV	charakteristischer Wert der Objektivierung
CSST	Fahrmanöver: sinusförmige Lenkradwinkel Anregung mit steigender Anregungsfrequenz
DSC	Dynamic Stability Control, Elektronisches Stabilitätsprogramm
DBV	Druckbegrenzungsventil des aktiven Wankstabilisators
DPC	Dynamic Performance Control, Längsmomentenverteilung an der Hinterachse
ebzg	elementbezogenes Koordinatensystem



EPS	elektromechanische Lenkung
E/E	Elektrik / Elektronik
F-Ebene	Funktionsebene
Fzg	Fahrzeug
G	Grundsystem
GFZ	Gesamtfahrzeug
HA	Hinterachse
HL, HR	Fahrzeug hinten links/rechts
HSR	Hinterradschräglaufwinkelregelung, Hinterachslenkung
KBE	Knowledge-Based Engineering
KO	Konstruktionslage
konst	konstant
L	Logik, Informationsverarbeitung
L-Ebene	Logikebene
LF	Luftfeder
lin	Linearisierung
Ltg.	Leitung
OB	Oberklasse
PDM	Produktdatenmanagement
QSSC	Fahrmanöver: quasistationäre Kreisfahrt
$R_{p,j}$	Druckregelung
$R_{l,j}$	Stromregelung
RAST	Fahrmanöver: Lenkradwinkelrampe
rbzg	radbezogenes Koordinatensystem
RMS	Effektivwert, quadratischer Mittelwert
RV	Regelventil des aktiven Wankstabilisators
RZ	Rollzentrum an Vorder- bzw. Hinterachse
S	Sensorik
$S_{p,j}$	Drucksensor
$S_{l,j}$	Stromsensor
S-OB	Super-Oberklasse
Servtr.	geschwindigkeitsabhängige Lenkkraftunterstützung
SP	Fahrzeugschwerpunkt
Straße i	Fahrmanöver: i -te vermessene vertikale Straßenanregung
STST	Fahrmanöver: Lenkradwinkelsprung
Sweep Huben	Fahrmanöver: sinusförmige Vertikalanregung mit steigender Anregungsfrequenz
Sweep Wanken	Fahrmanöver: sinusförmige Wankanregung mit steigender Anregungsfrequenz
V_j	Ventilblock
VA	Vorderachse
VDA	Verband der Automobilindustrie
VDC	Vertical Damper Control, semiaktiver Verstelldämpfer
VL, VR	Fahrzeug vorne links/rechts
WEAVE	Fahrmanöver: sinusförmige Lenkradwinkelanregung mit konstanter Anregungsfrequenz





INHALTSVERZEICHNIS

Vorwort	I
Zusammenfassung	III
Notationsverzeichnis	VII
1 Einleitung	1
1.1 Motivation	1
1.2 Zielsetzung	3
1.3 Aufbau der Arbeit	4
1.4 Begriffsdefinitionen	6
1.5 Fahrmanöver und Fahrdynamikobjektivierung	8
1.6 Literaturüberblick	15
1.6.1 Entwicklungsmethodiken für mechatronische Systeme	16
1.6.2 Wissensmanagement in der Fahrzeugtechnik	19
1.6.3 Virtuelle Fahrwerk- und Fahrdynamikauslegung	21
1.6.4 Modellierung von Fahrwerkregelsystemen	24
2 Entwicklungsmethodik für Fahrwerkregelsysteme	27
2.1 Etabliertes Vorgehensmodell der Fahrwerksentwicklung	27
2.2 Neues funktionsorientiertes Vorgehensmodell der Fahrwerksentwicklung zur Integration von Fahrwerkregelsystemen	29
3 Wissensmanagement von Fahrzeugregelungsfunktionen und Fahrwerkregelsystemen	39
3.1 Rahmenwerk	39
3.2 Wirkzusammenhänge der adaptiven Niveauregulierungsfunktion	44
3.3 Wirkzusammenhänge der aktiven Wankstabilisierungsfunktion	47
3.4 Wirkzusammenhänge der adaptiven Aufbaubedämpfungsfunktion	52
4 Auslegung der stationären Funktionseigenschaften	57
4.1 Methodik	57
4.2 Adaptive Niveauregulierungsfunktion	62
4.3 Aktive Wankstabilisierungsfunktion	77



4.4	Adaptive Aufbaubedämpfungsfunktion	92
5	Modellierung der dynamischen Funktionseigenschaften	95
5.1	Methodik	95
5.2	Adaptive Niveauregulierungsfunktion	100
5.3	Aktive Wankstabilisierungsfunktion	105
5.4	Adaptive Aufbaubedämpfungsfunktion	117
6	Anwendungsbeispiel: Systembaukastenauslegung aktive Wankstabilisierungsfunktion	131
6.1	Fahrzeugpositionierung und objektive Zielwertableitung	131
6.2	Funktionale Grundauslegung der aktiven Wankstabilisierungsfunktion .	134
6.3	Zusammenfassung	155
7	Zusammenfassung und Ausblick	157
8	Literaturverzeichnis	161
	Abbildungsverzeichnis	171
	Tabellenverzeichnis	177

1 EINLEITUNG

1.1 MOTIVATION

Die Automobilwirtschaft hat mit immer größeren Herausforderungen, wie z. B. neuen Umweltgesetzgebungen, demographischem Wandel etc., zu kämpfen [SR08], [Bra13], [MBK12]. Insbesondere die Premiumautomobilhersteller müssen diesen wechselnden Randbedingungen und den höheren Kundenwünschen gerecht werden. Die Premiumautomobilhersteller reagieren auf diese neuen Marktanforderungen mit einer Erweiterung des Produktportfolios und der Schließung von bestehenden Segmentlücken [Ren07]. Abbildung 1.1 zeigt einen Überblick über die Entwicklung der Fahrzeugderivateanzahlen des deutschen Automobilherstellers BMW AG inklusive der Submarke BMW i und den Marken Mini sowie Rolls-Royce.

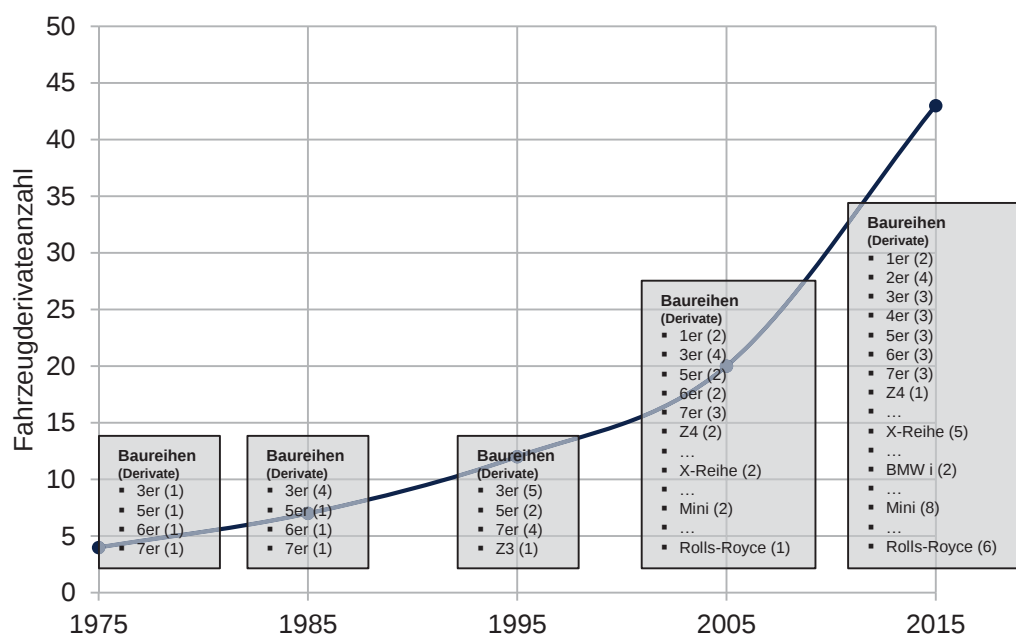


Abbildung 1.1: Entwicklung der Fahrzeugderivateanzahl der BMW AG über der Zeit

Der zuvor beschriebene Trend ist deutlich erkennbar. Im Zeitraum von 1975 bis 1995 stieg die Zahl der Fahrzeugderivate nur gering an. Ab 1995 ist ein deutlicher Anstieg der Zahl der Derivate erkennbar und erlebt im Jahr 2015 mit 43 Fahrzeugen vorerst einen Höhepunkt. Innerhalb dieser Auswertung sind weder Motorvarianten noch spezielle Fahrzeugderivate für den chinesischen Markt berücksichtigt, die eine weitere Dimension von Komplexität und Varianz darstellen.

Die Automobilunternehmen benötigen Lösungen und Strategien, um die Entwicklungszyklen zu verkürzen und die Entwicklungskosten zur Sicherstellung der Unternehmensrentabilität zu senken, da sonst die hohe Fahrzeugderivateanzahl nicht handhabbar ist. Es sind daher Methoden und Werkzeuge zu entwickeln, die eine effiziente Fahrzeugentwicklung ermöglichen und etablierte Entwicklungsprozesse und Paradigmen teilweise in Frage stellen bzw. neu definieren.

Ein weiterer Trend ist der Einsatz von Fahrwerkregelsystemen, um den Zielkonflikt zwischen Fahrdynamik sowie Fahrkomfort aufzulösen [MW04], [HEG11] und so die Kundenfunktionalität weiter zu steigern [Ise06], [LKS00]. In Abbildung 1.2 ist ein Überblick über die Anzahl der Fahrwerkregelsysteme bei der BMW AG über der Zeit dargestellt. Somit hat sich die Fahrwerkregelsystemanzahl von 1975 bis 2015 versiebenfacht. Im Jahr 1975 existierten die hydropneumatische Niveauregulierung (Hydr. Niv.) und das Antiblockiersystem (ABS) bei der BMW AG. Heutzutage sind elektromechanische oder hydraulische Fahrwerkregelsysteme, wie z. B. eine elektromechanische Lenkung (EPS), elektronisches Stabilitätsprogramm (DSC) oder aktive Wankstabilisatoren (ARS), nicht mehr wegzudenken.

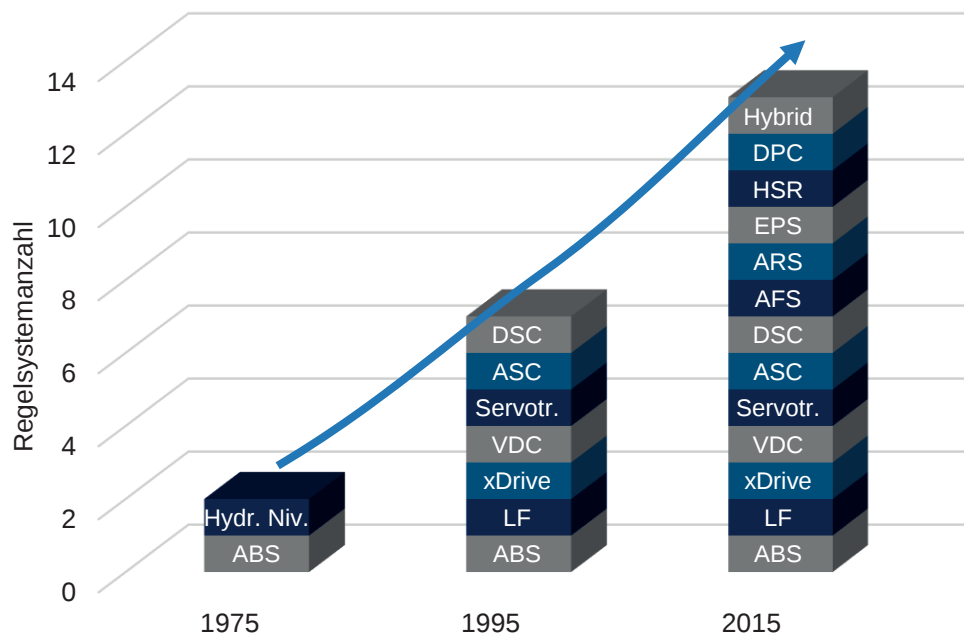


Abbildung 1.2: Entwicklung der Regelsystemanzahl bei der BMW AG über der Zeit

Um den maximalen Kundennutzen darzustellen, ist eine Vernetzung der Fahrwerkregelsysteme notwendig, um so Synergien zu ermöglichen und Schwächen zu kompensieren. Somit steigt die Komplexität innerhalb der Fahrzeugentwicklung und ist streng

genommen gegenläufig zu dem Ziel der Verkürzung von Entwicklungszyklen [MW13], [Die09].

Zur Erreichung eines effizienten Entwicklungsprozesses trotz steigender Fahrzeug- bzw. Derivateanzahlen und steigender Komplexität durch Fahrwerkregelsysteme bekommen numerische Simulationsmethoden immer höhere Bedeutung, da so ein Frontloading innerhalb des Entwicklungsprozesses möglich ist und die Entwicklungszeit reduziert werden kann [VWB⁺09], [Wal95], [SR08]. Ein Grund für den Einsatz numerischer Simulationsmethoden ist die stetig steigende Rechenkapazität [Moo65] und damit die effiziente Anwendbarkeit solcher Werkzeuge. Darüber hinaus können Simulationsmethoden wesentlich früher und kostengünstiger in der frühen Entwicklungsphase eingesetzt werden, um so die Entwicklungsreife innerhalb der Konzeptentwicklungsphase zu steigern sowie eine Beschleunigung des Entwicklungsprozesses zu erreichen. Hinsichtlich der steigenden Komplexität ermöglicht der Einsatz virtueller Methoden eine effiziente Möglichkeit, Wissen über das Zusammenspiel unterschiedlicher Fahrwerkregelsysteme etwa durch Sensitivitäts- und Robustheitsanalysen aufzubauen. Weiterhin bietet die virtuelle Betrachtung eine ganzheitliche Beurteilungs- und Bewertungsmöglichkeit von Fahrzeugarchitekturen und deren Derivaten. So ist es möglich, Entwicklungszeit, aber auch die Anzahl kostenintensiver Prototypen und deren Nutzungsdauer zu reduzieren. Eine Abschaffung von Prototypen kann dabei kein Ziel sein, da Simulationsmodelle immer eine Abstraktion der Realität darstellen [Sta73], [VWB⁺09].

Zusammenfassend ist eine Neugestaltung des Entwicklungsprozesses notwendig, der die klassische Entwicklung im Fahrzeug mit den neuen Möglichkeiten numerischer Simulationsmethoden in Einklang bringt. Ebenso ist der zunehmenden Bedeutung von Fahrwerkregelsystemen innerhalb des Entwicklungsprozesses Rechnung zu tragen. Eigenheiten und Charakteristika der Regelsysteme müssen berücksichtigt werden. Ein weiterer offener Punkt ist die Fokussierung auf die Konzeptentwicklung, da in dieser Entwicklungsphase oft noch Potenziale für eine effiziente Entwicklung ungenutzt sind. Der frühzeitigere Einsatz virtueller Methoden ermöglicht frühe Entscheidungen und spart teure Änderungskosten in der Serienentwicklung. Ein weiterer Aspekt ist die Reduzierung von kostenintensiven Fahrzeugprototypen durch die Möglichkeit einer ganzheitlichen Betrachtung der Fahrzeugarchitektur.

1.2 ZIELSETZUNG

Bevor auf die detaillierte Darstellung der Ziele dieser Arbeit eingegangen wird, sollen zunächst die Prämissen und die Grundvoraussetzungen erläutert werden. Die Arbeit setzt eine Objektivierung der Fahrzeugeigenschaften voraus, d. h. es existiert eine objektive Beschreibung der Fahrzeugcharakteristika, die sowohl für passive als auch aktive Fahrzeuge gültig ist. Die verwendeten Fahrzeug- und Systemmodelle sind z. B. in [KPD⁺06] validiert worden und dienen daher als Grundlage bzw. Referenzverhalten für die Erstellung dieser Arbeit.

Das Ziel der Arbeit ist die Entwicklung von Methoden und Werkzeugen zur effizienteren Auslegung von Fahrwerkregelsystemen für Fahrzeugarchitekturen in der frühen Entwicklungsphase. Die Effizienzsteigerung wird zum Einen durch die Systematisierung

des linken Astes des V-Modells erreicht und ergänzt die etablierte Entwicklungsmethodik, die den Standard für die Fahrwerksentwicklung im Automobilbereich darstellt. Zum Anderen sollen die Erweiterungen eine zielgerichtete und geführte Auslegung von Fahrwerkregelsystemen und den frühzeitigeren Einsatz von Regelsystemmodellen ermöglichen. Somit wird eine ganzheitliche Betrachtung der Fahrwerkregelsysteme im Kontext der Fahrzeugarchitekturen möglich.

Die vorgestellten Weiterentwicklungen sollen unmittelbar in der frühen Entwicklungsphase eingesetzt werden und ergänzen den bestehenden Entwicklungsprozess.

Das Hauptziel einer Systematisierung des linken Astes des V-Modells lässt sich somit in folgende Teilziele gliedern:

- Erarbeitung einer funktionsorientierten Entwicklungsmethodik für Fahrwerkregelsysteme
- Integration der neuentwickelten Methoden und Werkzeuge in den existierenden Entwicklungsprozess
- Entwicklung eines generischen Vorgehens zur systematischen Auslegung von Fahrwerkregelsystemen in der frühen Entwicklungsphase
- Entwicklung eines Wissensmanagementsystems für Regelsystemfunktionen wie auch Regelsysteme
- Entwicklung von Methoden zur Ableitung der phasenadäquaten Modellierungstiefe und -genauigkeit
- Berücksichtigung von Robustheitsanforderungen innerhalb der Gesamtfahrzeugauslegung

1.3 AUFBAU DER ARBEIT

Ein Gesamtüberblick über die vorliegende Arbeit wird in Abbildung 1.3 gegeben. Insbesondere werden auch hier die Zusammenhänge zwischen den einzelnen Kapiteln dieser Arbeit gezeigt.

Im Einleitungskapitel (Kapitel 1) wird die Motivation zur Durchführung und zur Notwendigkeit dieser Arbeit dargestellt. Kapitel 1 gibt einen Literaturüberblick über fachverwandte Themen und eine Abgrenzung zu den existierenden Arbeiten. Anhand der Motivation und des Literaturüberblicks wird die Zielsetzung der Arbeit definiert. Des Weiteren werden die zum Verständnis der Arbeit notwendigen Begrifflichkeiten erläutert.

In Kapitel 2 wird die in der Automobilentwicklung etablierte Entwicklungsmethodik vorgestellt, mit welcher der Übergang zur funktionsorientierten Sicht und die Integration der Fahrwerkregelsystemcharakteristika vollzogen werden. Letztlich wird die funktionale Grundausslegung mit ihren Methoden und Prozessen in die neue funktionsorientierte Entwicklungsmethodik zur effizienten Fahrwerkregelsystemauslegung eingegliedert.

Kapitel 3 greift eine neue Methode der funktionalen Grundausslegung auf. Insbesondere werden ein Rahmenwerk zur Entwicklung eines Wissensmanagementsystems für

Fahrzeugregelungsfunktionen und Fahrwerkregelsysteme definiert und die Anwendung des Rahmenwerks anhand praxisrelevanter Anwendungsbeispiele dargestellt.

Das vierte Kapitel führt eine generische Methode zur Entwicklung einer stationären Funktionsauslegung ein. Das Konzept und das Vorgehen werden anhand von drei Anwendungsbeispielen erläutert und bestätigt.

In Kapitel 5 wird die Methodik zur Generierung von dynamischen Funktionsmodellen erläutert. Mittels der generischen Methode und nützlicher Analysemethoden werden drei Funktionsmodelle für die Funktionen adaptive Niveauregulierung, aktive Wankstabilisierung und adaptive Aufbaubedämpfung entwickelt.

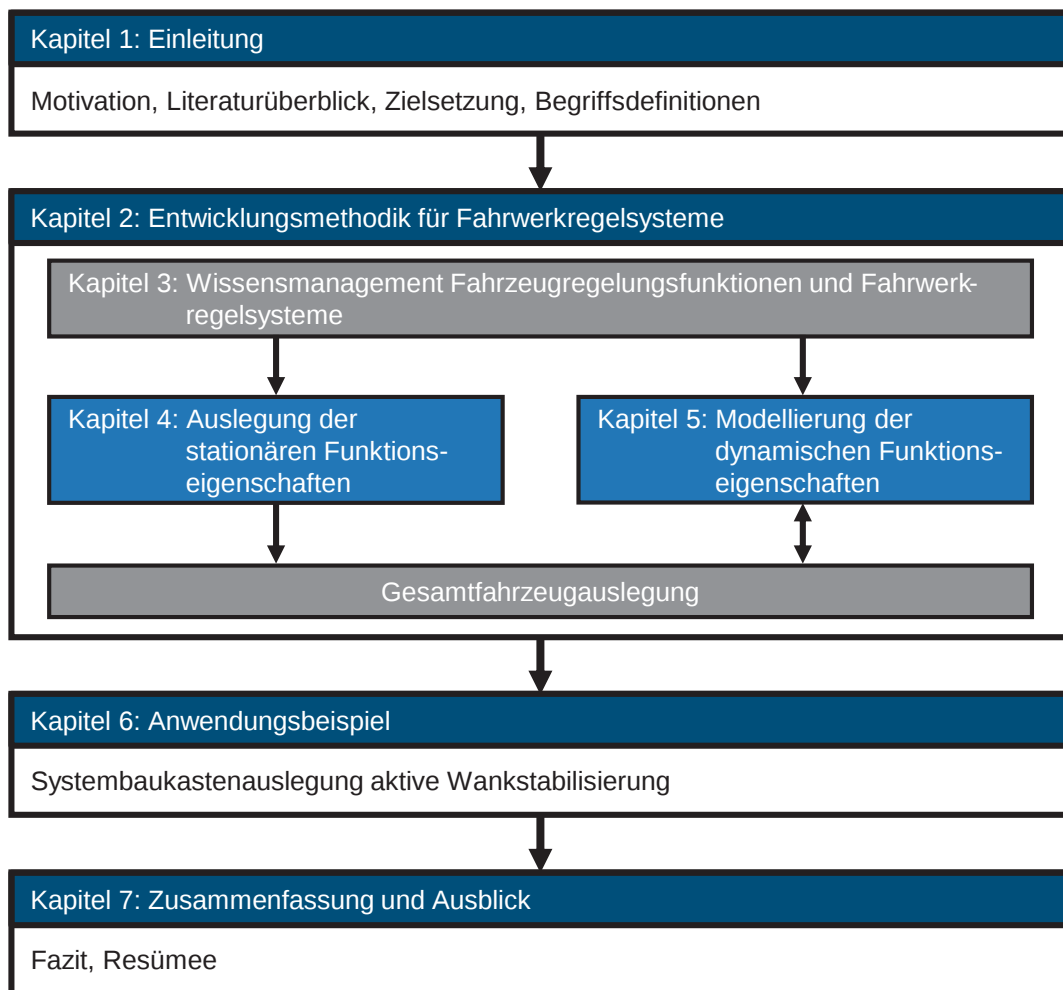


Abbildung 1.3: Struktur der Arbeit

Abschließend werden die neue funktionsorientierte Entwicklungsmethodik für Fahrwerkregelsysteme und insbesondere das Zusammenspiel der Elemente der funktionalen Grundauslegung innerhalb eines Anwendungsbeispiels in Kapitel 6 gezeigt. Beim Anwendungsbeispiel werden die Systemanforderungen für die Funktion aktive Wankstabilisierung für zwei Fahrzeugprojekte von Fahrzeugzieleigenschaften abgeleitet. Die Vorteile der neuen Methoden werden entsprechend erläutert und die Gesamtmethodik bestätigt.

Die Arbeit schließt mit einer Zusammenfassung und einem Ausblick für weitere Arbeiten in Kapitel 7. Die Ergebnisse werden diskutiert und die wichtigsten Erkenntnisse dargelegt.

1.4 BEGRIFFSDEFINITIONEN

Eigenschaft

Eine Eigenschaft stellt eine Charakterisierung des Systems oder der Funktion dar. Notwendige Eigenschaften werden in Form von Anforderungen festgehalten [LMB09]. Innerhalb dieser Arbeit werden Eigenschaften als realisierungsunabhängig betrachtet. Sie sind quantifizier- sowie messbar und repräsentieren physikalische Systemeigenschaften.

Funktion

In [PL11] umfassen Funktionen eine lösungsneutrale Beschreibung des Systemzwecks oder -elements. Im Kontext der Fahrwerkregelsysteme ist unter dem Funktionsbegriff eine Regelungsfunktion auf Fahrzeugebene zu verstehen, die Systemanforderungen (Funktionsausgang) in Abhängigkeit von Fahrzeuggrößen (Funktionseingang) bestimmt. LÜCKEL et al. nennen in [LKS00] die Regelfunktion auch Informationsverarbeitung in ihrer hierarchischen Struktur auf Systemebene, d. h. verkoppelte Grundbausteine mechatronischer Systeme. Eine Funktion kann durch mehrere Teilfunktionen realisiert sein [PBF⁺05], [Ehr95], [PL11].

Funktionale Anforderung

Die geforderten Eigenschaften eines Produkts werden als Anforderung bezeichnet [PL11]. Eine Anforderung kann dabei z. B. geometrische, funktionale oder andere Eigenschaften umfassen [ERZ14], [Par10]. Die funktionale Anforderung umfasst ausschließlich die funktionalen Eigenschaften des Systemverhaltens.

Führungs- und Störverhalten

Das Führungsverhalten bezeichnet das Verhalten des Standardregelkreises zwischen Führungsgröße bzw. Eingang $u(t)$ und der Regelgröße resp. Ausgang $y(t)$ unter Vernachlässigung der Störgröße $z(t) = 0$ [DIN12]. Mithilfe der Laplace-Transformation lautet die Führungsübertragungsfunktion im Frequenzbereich:

$$G_{\text{Fuehrung}}(s) = \frac{Y(s)}{U(s)}. \quad (1.1)$$

Entsprechend wird das Störverhalten des Standardregelkreisverhaltens zwischen Störgröße $z(t)$ und Regelgröße $y(t)$ unter Vernachlässigung der Führungsgröße $u(t) = 0$ definiert [DIN12]. Im Frequenzbereich lautet die Störübertragungsfunktion:

$$G_{\text{Stoerung}}(s) = \frac{Y(s)}{Z(s)}. \quad (1.2)$$

Die entsprechenden Größen sind in Abbildung 1.4 im Standardregelkreis inklusive der Bestandteile des Regelkreises Regler, Regelstrecke und Messeinrichtung bzw. Sensor dargestellt [Föl08].

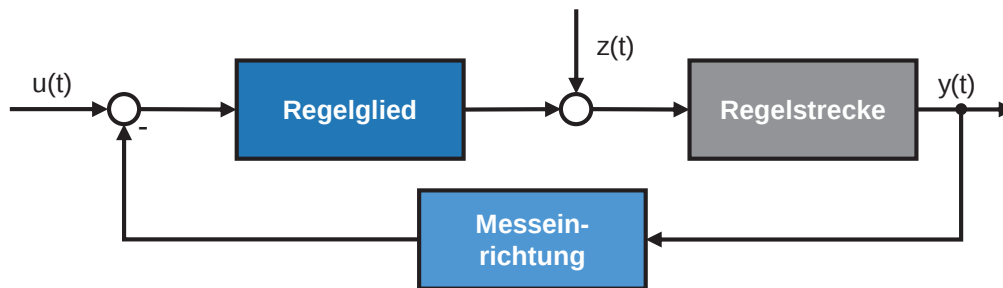


Abbildung 1.4: Standardregelkreis in Anlehnung an [Föl08]

Sowohl das Führungs- als auch das Störverhalten dienen zur elementaren Charakterisierung von mechatronischen Systemen und Regelkreisen.

Grundausslegung

Die Grundausslegung ist ein Teil des im V-Modell definierten Systementwurfs [VDI04]. Ziel der Grundausslegung ist ein erster Konzeptentwurf des Systems und die Definition der wesentlichen funktionalen Systemanforderungen für das Systemlastenheft.

Mechatronisches System

Ein mechatronisches System gliedert sich nach [VDI04] in die vier notwendigen Bestandteile Grundsystem, Aktoren, Sensoren und Informationsverarbeitung. Diese vier Grundbausteine können miteinander interagieren und sind über Energie-, Informations- und Stofffluss verknüpft [PBF⁺05]. Die Grundstruktur des mechatronischen Systems ist in Abbildung 1.5 dargestellt.

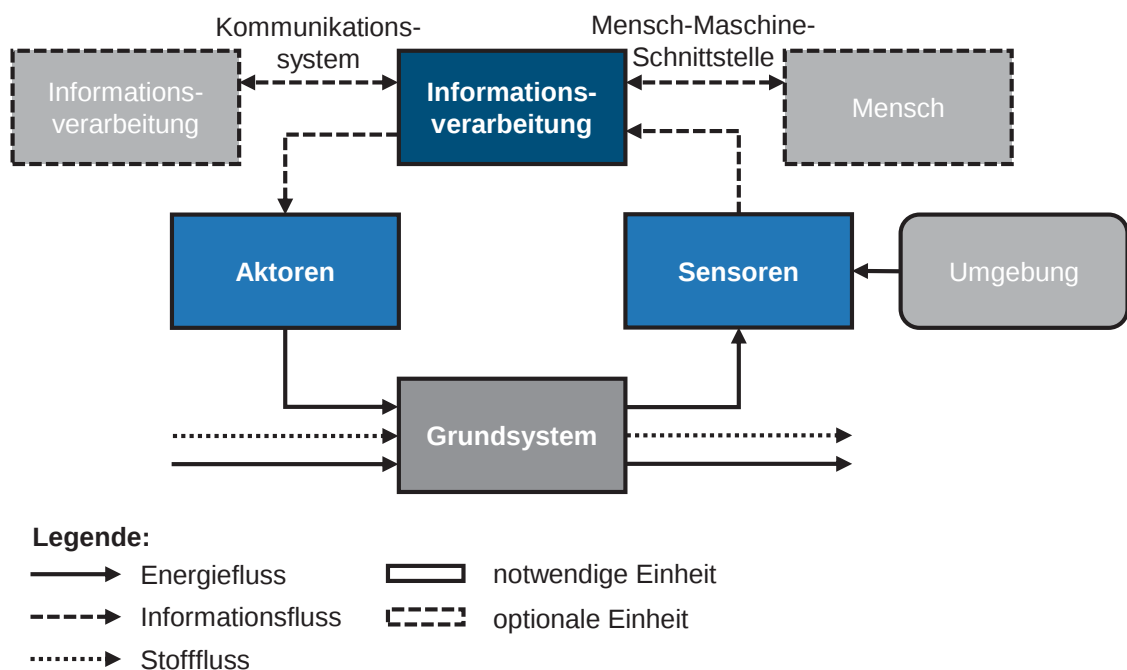


Abbildung 1.5: Grundstruktur eines mechatronischen Systems in Anlehnung an [VDI04]

Weitere optionale Einheiten sind die Fahrprogrammwahl durch den Menschen oder auch weitere Informationsverarbeitungen auf höheren Hierarchieebenen, wie z. B. Car2X-Kommunikation.

System

Ein System stellt eine Menge von interagierenden Elementen dar, die durch eine Hüllfläche gegenüber der Umgebung abgegrenzt sind [DIN12]. Die Hüllfläche wird auch als Systemgrenze bezeichnet. Ein System besitzt einen Eingang $u(t)$ und einen Ausgang $y(t)$, die eine Verknüpfung mit weiteren Systemen ermöglichen. Der innere Zustand $x(t)$ charakterisiert die Systemeigenschaften innerhalb der gewählten Systemgrenze. Die Systemdefinition wird in Abbildung 1.6 veranschaulicht.

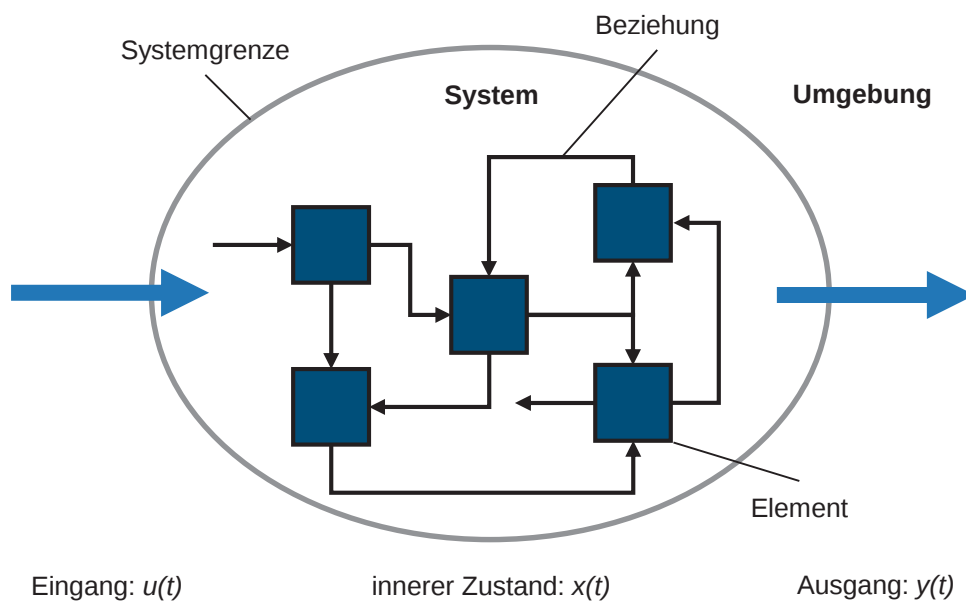


Abbildung 1.6: Veranschaulichung der Systemdefinition

Wirkkette

Eine Wirkkette beschreibt den physikalischen Zusammenhang zwischen einer Eingangs- und einer Ausgangsgröße über unterschiedliche Hierarchieebenen und ggf. deren Systemgrenzen hinweg. Die Detaillierungsstufen der Wirkkette werden anwendungsspezifisch abgeleitet. Eine Nutzung aggregierter Eigenschaften ist möglich.

1.5 FAHRMANÖVER UND FAHRDYNAMIKOBJEKTIVIERUNG

Die Fahrdynamikobjektivierung umfasst die durchgeführten Fahrmanöver und die jeweiligen charakteristischen Fahrzeuggrößen (CV) des Fahrmanövers zur Bewertung des Fahrzeugverhaltens. In [ISO13] werden die Koordinatensysteme des Fahrzeugs definiert, die innerhalb dieser Arbeit eingesetzt werden. Von den stationären bzw. quasi-stationären Fahrmanövern hin zu dynamischen Fahrmanövern wird die Beurteilung der relevanten Fahrdynamik erläutert. Die dritte Gruppe stellen die Manöver zur Beurteilung des Fahrkomforts dar.

STATIONÄRE KREISFAHRT

Das Fahrmanöver stationäre Kreisfahrt dient der Beurteilung der stationären Fahreigenschaften, und die Durchführung ist in [ISO04] genormt. Auf einem fest vorgegebenen Kreisradius R werden verschiedene Fahrzeuggeschwindigkeiten v_x bei unterschiedlichen Lenkradwinkeln δ_H zur Erreichung unterschiedlicher Querbeschleunigungen a_y gefahren. Die Geschwindigkeitssteigerung findet so lange statt, bis das Fahrzeug nicht mehr in der Lage ist, der Kreisbahn zu folgen. Folgende Fahrzeuggrößen über der Querbeschleunigung werden zur Bewertung des Fahrzeugverhaltens herangezogen:

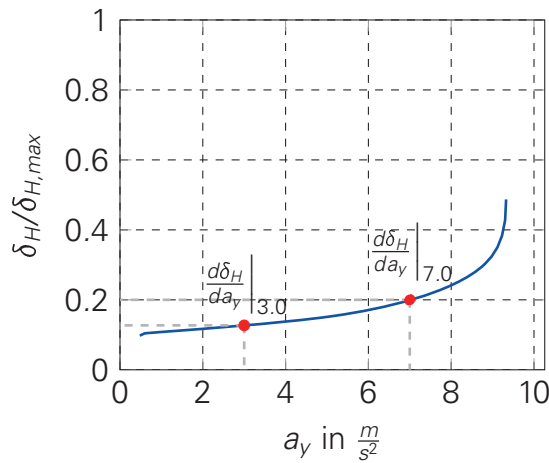
- Lenkradwinkel δ_H ,
- Schwimmwinkel β und
- Wankwinkel φ .

Ein exemplarisches Fahrzeugverhalten ist in Abbildung 1.7 gezeigt. Innerhalb der Fahrzeugtechnik werden objektive charakteristische Werte (CV) zur Beurteilung des subjektiven Fahrverhaltens eingesetzt [HB02]. Innerhalb des Fahrmanövers werden unterschiedliche Querbeschleunigungsbereiche, wie der Linear- und der Grenzbereich, durchfahren.

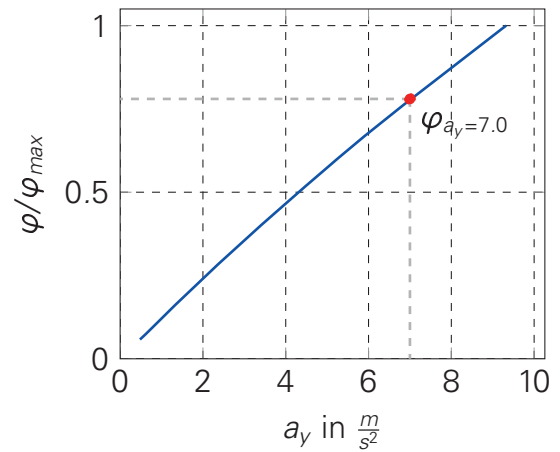
Für das Manöver einer stationären Kreisfahrt werden z. B. folgende Kennwerte in den erwähnten Bereichen ermittelt [MW04], [DSH⁺06]:

- Lenkradwinkelgradient im Linear- $\left. \frac{d\delta_H}{da_y} \right|_{3.0}$ und im Grenzbereich $\left. \frac{d\delta_H}{da_y} \right|_{7.0}$,
- Schwimmwinkelgradient im Linearbereich $\left. \frac{d\beta}{da_y} \right|_{3.0}$,
- Schwimmwinkel bei der maximalen Querbeschleunigung $\beta_{a_y, \max}$,
- Wankwinkelgradient im Linearbereich $\left. \frac{d\varphi}{da_y} \right|_{3.0}$,
- Wankwinkel bei den diskreten Querbeschleunigungen $\varphi_{a_y=4.0}$ und $\varphi_{a_y=7.0}$ sowie
- maximale Querbeschleunigung $a_{y, \max}$.

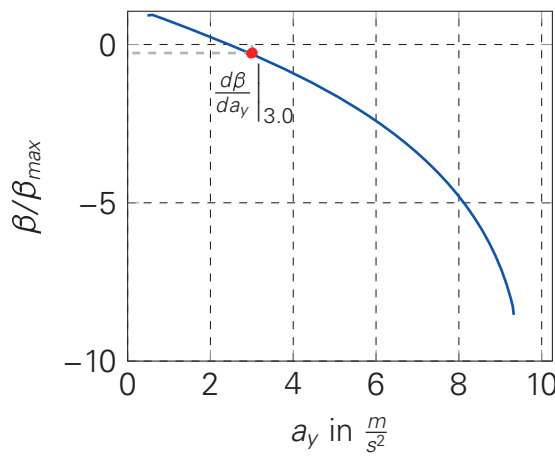
Alternativ zur stationären Kreisfahrt kann eine Lenkradwinkelrampe als Fahrmanöver zur Bewertung der stationären Fahrzeugeigenschaften genutzt werden. Die Geschwindigkeit wird bei diesem Manöver konstant gehalten und der Lenkradwinkel entsprechend gesteigert [Zom91].



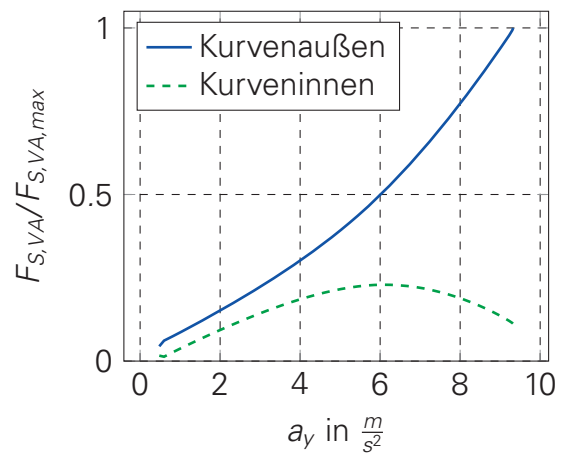
(a) Lenkgradwinkel über Querbeschleunigung



(b) Wankwinkel über Querbeschleunigung



(c) Schwimmwinkel über Querbeschleunigung



(d) Seitenkraft über Querbeschleunigung

Abbildung 1.7: Exemplarisches Fahrzeugverhalten bei einer stationären Kreisfahrt

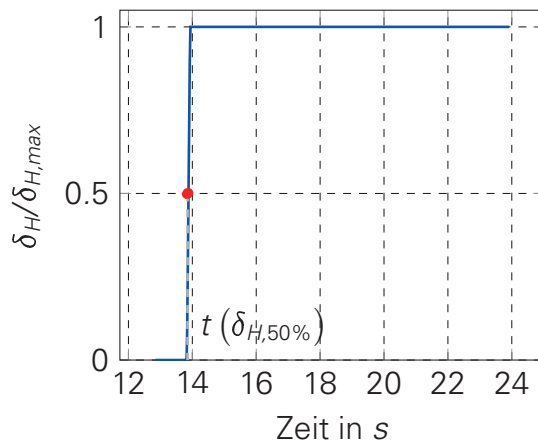
LENKRADWINKELSPRUNG

Der Lenkradwinkelsprung dient der Beurteilung des dynamischen Fahrzeugverhaltens. Die Versuchsdurchführung ist in [ISO03] genormt. Das Fahrzeug wird mit einer konstanten Fahrgeschwindigkeit bewegt und mit einem sprungförmigen Lenkradwinkel beaufschlagt. Der notwendige Lenkradwinkel kann in einer Lenkradwinkelrampe zur Erreichung einer definierten stationären Querbefleunigung innerhalb des Lenkradwinkelsprungs bestimmt werden. Zur Fahrzeugbewertung werden die Gierwinkelgeschwindigkeit $\dot{\psi}$, die Querbefleunigung a_y , der Schwimmwinkel β und der Wankwinkel φ genutzt. Die charakteristischen Kennwerte werden exemplarisch am Gierwinkelgeschwindigkeitsverlauf erläutert und berechnen sich analog für die weiteren Fahrzeuggrößen:

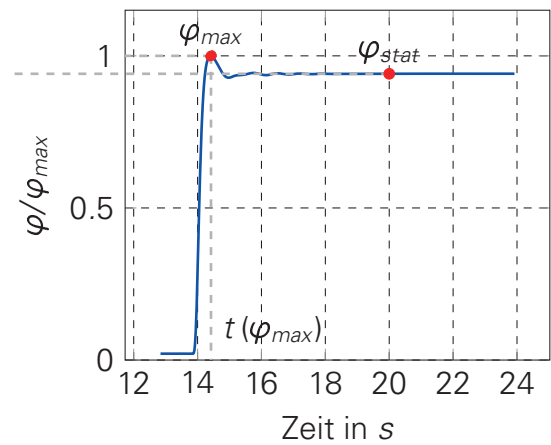
- stationärer Endwert der Zustandsbewegungsgröße des Fahrzeugs $\dot{\psi}_{stat}$,
- Ansprechzeit $T_{\dot{\psi}} = t(\dot{\psi}_{90\%}) - t(\delta_{H,50\%})$,
- Peak Response Time $T_{\dot{\psi},max} = t(\dot{\psi}_{max}) - t(\delta_{H,50\%})$ und
- Überschwingweite $U_{\dot{\psi}} = \frac{\dot{\psi}_{max} - \dot{\psi}_{stat}}{\dot{\psi}_{stat}}$.

Mit $t(\delta_{H,50\%})$ wird der Zeitpunkt des Lenkradwinkels bei 50 % der maximalen Lenkradwinkelamplitude bezeichnet. Ein exemplarischer Lenkradwinkelsprung und die dazugehörigen Fahrzeuggrößen sind in Abbildung 1.8 dargestellt.

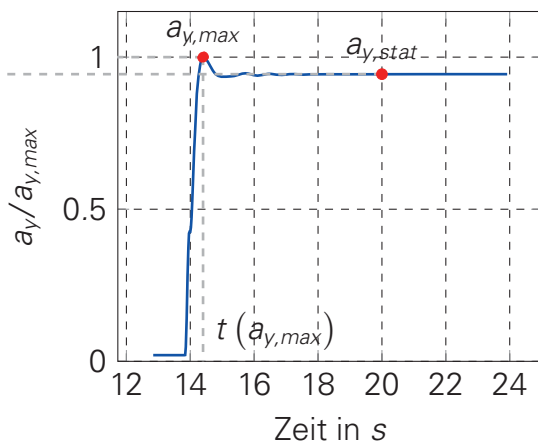
Der Lenkradwinkelsprung wird bei einer Fahrgeschwindigkeit von $v_x = 100 \text{ km/h}$ und einer Zielquerbefleunigung von $a_{y,Ziel} = 6 \text{ m/s}^2$ durchgeführt, d. h. außerhalb des linearen Fahrzeugverhaltens. Die Fahrgeschwindigkeit und die Zielquerbefleunigung sind dabei einer Landstraßenfahrt nachempfunden, auf der typischerweise Geschwindigkeiten im Bereich von $v_x = 80 \dots 100 \text{ km/h}$ und Querbefleunigungen im Bereich von $a_y = 4 \dots 6 \text{ m/s}^2$ erreicht werden. Alternativ können auch andere Fahrmanövergeschwindigkeiten und -querbefleunigungen gewählt werden [MW04], [HB02].



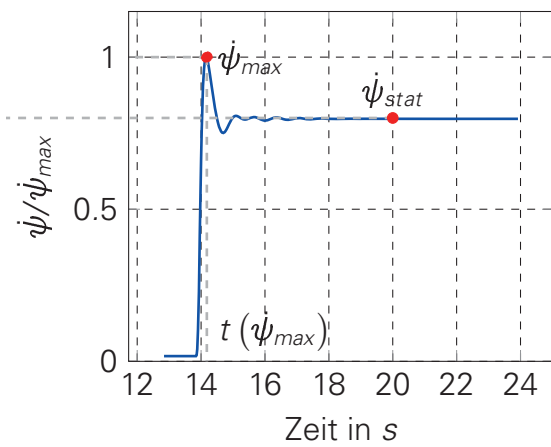
(a) Lenkradwinkel über der Zeit



(b) Wankwinkel über der Zeit



(c) Querbefleunigung über der Zeit



(d) Giergeschwindigkeit über der Zeit

Abbildung 1.8: Exemplarisches Fahrzeugverhalten bei einem Lenkradwinkelsprung mit $v_x = 100 \text{ km/h}$ und $a_{y,Ziel} = 6 \text{ m/s}^2$

VERTIKALE STRASSENANREGUNG

Die Straßenanregung dient der Bewertung des vertikalen Fahrzeugkomfortverhaltens und lässt sich grundsätzlich nach der Anregungsart gliedern [MW04], [HEG11]:

- den harmonischen Anregungen,
- den periodischen Anregungen und
- den stochastischen Anregungen.

Die Straßenverhältnisse können durch die spektrale Leistungsdichte der Straßenunebenheit in Abhängigkeit der Wegkreisfrequenz klassifiziert werden. Hierbei zeigen sich für verschiedene Straßen ähnliche Verläufe, d. h. die Leistungsdichte der Unebenheiten nimmt mit steigender Wegkreisfrequenz linear ab [MW04], [HEG11]. In [Rös12] wird dieser Zusammenhang mithilfe der Anregungshöhe h_E und der Anregungsfrequenz f_E folgendermaßen approximiert:

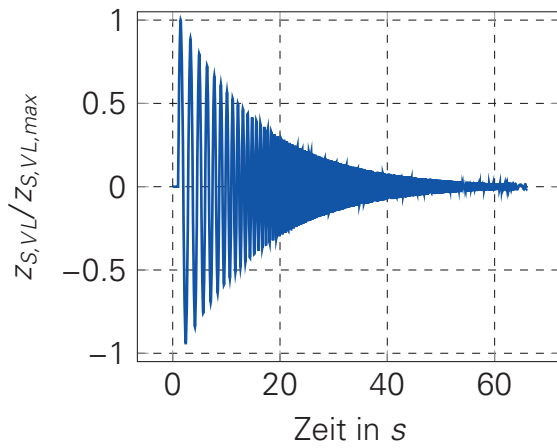
$$v_z = h_E \cdot f_E = \text{const.} \quad (1.3)$$

Diese Annäherung wird zur Nachbildung der unterschiedlichen Straßenverhältnisse innerhalb dieser Arbeit verwendet. Das Manöver insgesamt stellt eine Sinusanregung mit steigender Frequenz und konstanter Geschwindigkeitsamplitude v_z als Anregung dar. Die Straßenbeschaffenheiten werden dabei über die unterschiedlichen Geschwindigkeitsamplituden abgebildet [MW04], [HEG11], [Rös12]:

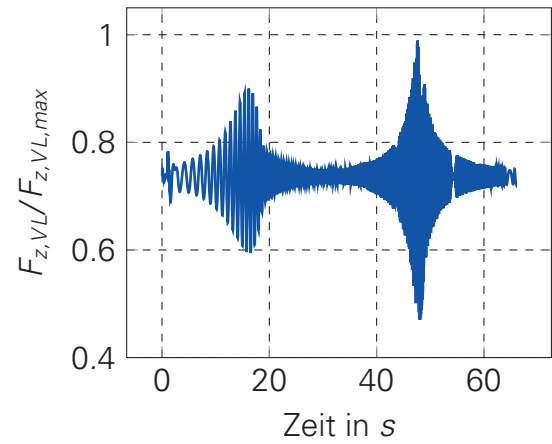
- Eine ideale Straßenfahrbahn entspricht $v_{z,1}$,
- die Beschaffenheit einer typischen Landstraße korreliert mit $v_{z,2}$, und
- die Eigenschaften einer schlechten Landstraße entsprechen der Geschwindigkeitsamplitude $v_{z,3}$.

Zur Bewertung des Fahrzeugs werden die Verläufe der Aufbaubewegung z_A , der jeweiligen Radbewegungen $z_{R,i}$ und deren zeitliche Ableitungen sowie die dynamische Radlast F_R betrachtet. Die Beurteilung findet vorwiegend mit folgenden charakteristischen Kennwerten statt:

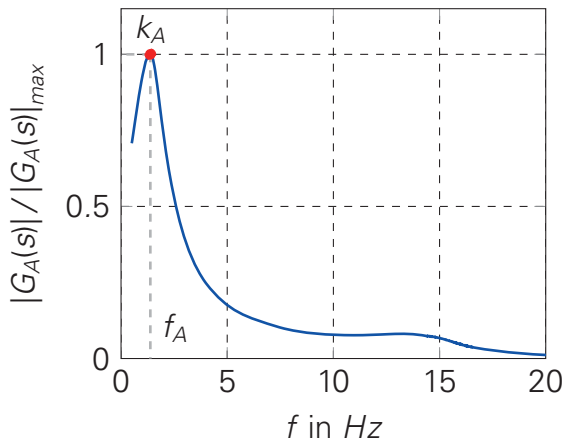
- Aufbaueigenfrequenz f_A ,
- Aufbauüberhöhung $k_A = \max \left(\left| \frac{z_A(s)}{z_S(s)} \right| \right)$,
- Radeigenfrequenz f_R ,
- Radüberhöhung $k_R = \max \left(\left| \frac{z_R(s)}{z_S(s)} \right| \right)$ und
- maximale dynamische Radlast $F_{z,max}$.



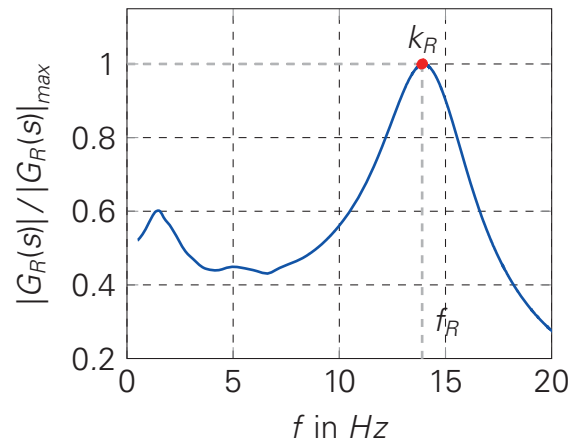
(a) Anregungsweg über der Zeit



(b) Radlast über der Zeit



(c) Aufbauamplitudengang $\left| G_A(s) = \frac{Z_A(s)}{Z_E(s)} \right|$



(d) Radamplitudengang $\left| G_R(s) = \frac{Z_R(s)}{Z_E(s)} \right|$

Abbildung 1.9: Exemplarisches Fahrzeugverhalten bei einer vertikalen Straßenanregung mit der Geschwindigkeit $v_{z,3}$

VERTIKALE SPRUNGANREGUNG

Dieses Fahrmanöver wird bei niedrigen Fahrzeuggeschwindigkeiten $v_x = 30 \text{ km/h}$ durchgeführt und dient der Beurteilung des vertikalen Fahrzeugschwingverhaltens [MW04], [HB02]. Im Fokus steht die Bewertung von Stößigkeit, Prelligkeit und Parallelität des Fahrzeugaufbaus bei sprungförmigen Vertikalanregungen. Die Kanten können sowohl positiver als auch negativer Form sein. Die betrachteten Fahrzeuggrößen umfassen die Nickgeschwindigkeit $\dot{\theta}$, die Wankgeschwindigkeit $\dot{\varphi}$, die vertikale Beschleunigung im Fahrzeugschwerpunkt $\ddot{z}_{A,SP}$ und die vertikalen Federdombeschleunigungen $\ddot{z}_{FD,i}$. Zur Bewertung werden Teileffektivwerte für die jeweilige Fahrzeuggröße berechnet. Es wird dabei zwischen aufbau- (0,5 Hz bis 2,5 Hz), mitten- (2,5 Hz bis 8 Hz) und radfrequenten (8 Hz bis 30 Hz) Frequenzbereichen unterschieden. Zunächst wird das Zeitsignal der Fahrzeuggröße mittels eines Bandpasses im gewünschten Frequenzbereich gefiltert. Dies kann z. B. mit einem Bandpass 2. Ordnung und den Einstellparametern T_{Band} und D_{Band} geschehen:

$$G_{Bandpass}(s) = \frac{2 \cdot D_{Band} \cdot T_{Band} s}{T_{Band}^2 s^2 + 2 \cdot D_{Band} \cdot T_{Band} s + 1}. \quad (1.4)$$

Alternativ kann auch ein Bandpass höherer Ordnung verwendet werden. Die exemplarische Fahrzeuggröße der Aufbaubeschleunigung im Schwerpunkt $\ddot{z}_{A,SP}$ wird mittels des Bandpasses gefiltert:

$$\ddot{z}_{A,SP,Filter} = G_{Bandpass}(s) \cdot \ddot{z}_{A,SP}. \quad (1.5)$$

Im Anschluss wird der Effektivwert des gefilterten Signals für die Aufbaubeschleunigung $\ddot{z}_{A,SP,Filter}$ bestimmt:

$$\tilde{\ddot{z}}_{A,SP} = \sqrt{\frac{1}{T} \int_0^T \ddot{z}_{A,SP,Filter}^2(t) dt}. \quad (1.6)$$

Die weiteren Effektivwerte berechnen sich analog dieses Vorgehens für die unterschiedlichen Frequenzbereiche.

1.6 LITERATURÜBERBLICK

Der Literaturüberblick behandelt folgende Themen:

- Entwicklungsmethodiken für mechatronische Systeme sowie Fahrwerkregelsysteme,
- Wissensmanagement in der Fahrzeugtechnik,

- virtuelle Fahrwerk- und Fahrdynamikauslegung und
- die verschiedenen Modellierungsansätze sowie -philosophien für Fahrwerkregelsysteme.

1.6.1 ENTWICKLUNGSMETHODIKEN FÜR MECHATRONISCHE SYSTEME

Die Entwicklungsmethodiken für mechatronische Systeme lassen sich nach ihrer Herkunft unterscheiden. So werden die Methodiken anhand ihrer Domänenherkunft folgendermaßen strukturiert:

- Entwicklungsmethoden aus dem Bereich Konstruktion und klassische Entwicklung von rein mechanisch geprägten Produkten,
- Entwicklungsmethoden aus dem Bereich Software- und Elektrotechnikentwicklung und
- die Methoden zur Entwicklung mechatronischer Systeme.

ENTWICKLUNGSMETHODEN DER KONSTRUKTIONSMETHODIK

Beginnend mit den Entwicklungsmethoden der Konstruktionsmethodik, ist in [VDI93] die maßgebliche Norm zur Entwicklung und zur Konstruktion von technischen Produkten dargestellt. Die etablierte Norm gliedert zunächst die Entwicklung in den Produktentstehungsprozess als einen Teilaspekt ein. Weiterhin wird ein generisches, iteratives Vorgehen während der Entwicklung mit entsprechenden Phasen, Meilensteinen und definierten Ergebnissen vorgestellt. Das Vorgehen beginnt mit der Produkthanforderungsliste über die notwendigen Funktionsstrukturen sowie Prinziplösungen bis hin zur endgültigen Produktdokumentation. PAHL et al. legen [VDI93] in [PBF⁺05] zugrunde, detaillieren die notwendigen Schritte und führen ergänzend hilfreiche Methoden zur Strukturierung der Produktentwicklung ein. EHRENSPIEL führt in der integrierten Produktentwicklung ebenfalls den Konstruktionsaspekt und die Phasen Aufgabe klären, Konzipieren, Entwerfen und Ausarbeiten als wesentliche Prozessschritte bei der Produktentwicklung in [Ehr95] ein. Ergänzend wird die bereichsübergreifende Methodik, genannt integrierte Produktentwicklung, zum optimalen Handeln vorausgesetzt.

ENTWICKLUNGSMETHODEN DER SOFTWARE- UND ELEKTROTECHNIK

Die Software- und Elektronikentwicklung stellt neben den Konstruktionsmethodiken den Ausgangspunkt für die Entwicklung mechatronischer Systeme dar. In der Elektrotechnik existiert analog zur Konstruktion die Entwicklungsnorm [VDI94]. Die Norm ist in Anlehnung an [VDI93] entstanden und berücksichtigt die elektrotechnischen Besonderheiten wie Softwareentwurf, Schaltungsentwurf und auch elektromechanischen Entwurf [VDI94]. Die einzelnen Domänen werden detailliert ausgeführt und entsprechende Entwicklungswerkzeuge genannt. GAJESKI und WALKER greifen in [Gaj83], [Gaj96] und [Wal85] die Eigenheiten der Elektrotechnik innerhalb des Y-Diagramms auf. Sie führen dort das Sichtenkonzept im Y-Diagramm mit der Aufteilung zwischen Verhalten,

Struktur und Geometrie ein, die auf verschiedenen Abstraktionsebenen miteinander interagieren. So können in [Gaj83] und [Wal85] unterschiedliche Einstiege in die Produktentwicklung gewährleistet werden. Das beschriebene Y-Diagramm ist in Abbildung 1.10 dargestellt.

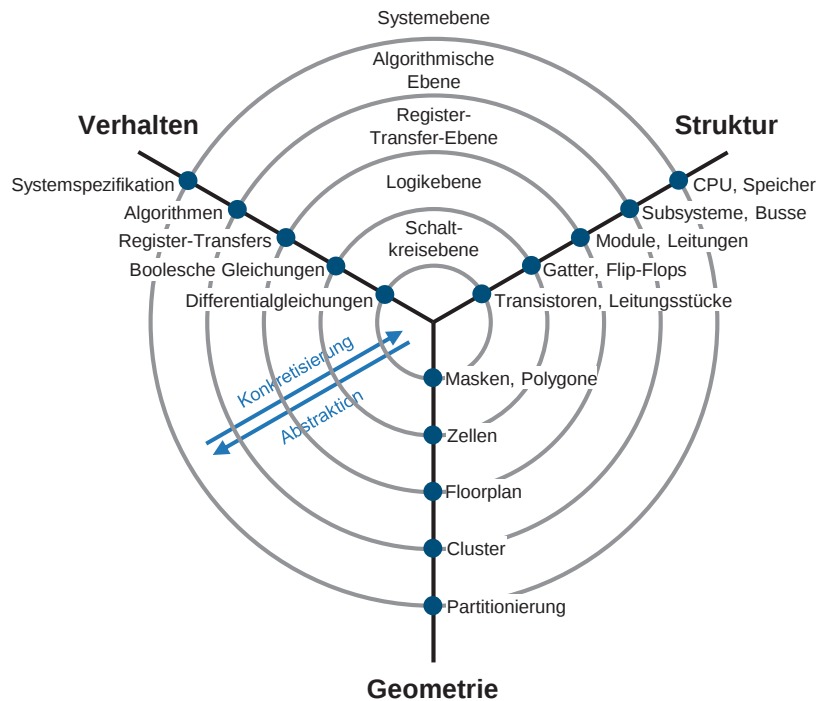


Abbildung 1.10: Y-Diagramm nach GAJESKI und WALKER in Anlehnung an [Wal85], [LWS94], [ERZ14]

In der Softwaretechnik stellt das Wasserfallmodell den Ursprung dar [PB96]. Die Entwicklungsschritte, wie z. B. Anforderungsanalyse, Systementwurf, Detailentwurf sowie Kodierung und Integration, werden sequenziell und ohne Interaktion der Phasen abgearbeitet. Es ist somit kein Informationsrückfluss in die vorherige Entwicklungsphase gegeben. Anhand des Wasserfallmodells entwickelte BÖHM in [Böh88] das Spiralmodell der Softwareentwicklung. Es handelt sich dabei um eine spiralförmige Entwicklung. Mit fortlaufender Entwicklungszeit werden die Phasen Analyse, Evaluierung, Entwicklung und Tests sowie Planung durchlaufen. Es findet eine Bewegung auf der Spirale nach außen statt, und die Komplexität sowie die Detaillierung der Software steigen stetig an.

ENTWICKLUNGSMETHODEN FÜR MECHATRONISCHE SYSTEME

Im Laufe der Zeit haben sich die Entwicklungsmethodiken für mechatronische Systeme gemäß den erwähnten Methodiken entwickelt. LINDEMANN führt in [Lin09] das Münchener Vorgehensmodell (MVM) im Sinne eines Prozesses zur Problemlösung ein. Es wird insbesondere der Aspekt des Netzwerks in diesem generischen Vorgehensmodell berücksichtigt. Hierzu existieren die Phasen Ziel planen sowie analysieren, Problem strukturieren, Lösungsideen wie auch Eigenschaften ermitteln, Entscheidungen herbeiführen und die Zielerreichung sicherstellen. In [LKS00] sowie [Toe01] wird das

Vorgehen der Konstruktionsmethodik aus [VDI93] und [PBF+05] um die mechatronische Komposition ergänzt, bestehend aus Modellbildung, Analyse und Synthese. Es wird insbesondere auf die Komplexität mechatronischer Produkte eingegangen und die Hierarchisierung wie auch die Modularisierung als Strukturierungsmethoden zur Schaffung von Transparenz genannt. Weiterhin wird der Aspekt der simulativen Analyse zur Beherrschung der Komplexität ausgeführt. Die etablierteste Entwicklungsmethodik im Bereich mechatronischer Systeme ist in [VDI04] dargestellt. Es wird ein generisches Vorgehen auf Basis des V-Modells der Softwaretechnik eingeführt [BD95], [Ver94]. Das V-Modell zur Entwicklung mechatronischer Systeme ist in Abbildung 1.11 zu sehen. In [VDI04] werden die domänenübergreifende Charakteristik der Mechatronik integriert und der Einsatz von Modellbildung sowie -analyse als effizienzsteigernde Methode bei der Mechatronikentwicklung dargelegt. Ausgehend von Produktanforderungen, wird im Systementwurf eine domänenübergreifende Lösung entwickelt. Strukturierungsmethoden wie die Nutzung von Funktionen und Teilfunktionen wie auch Wirkprinzipien und Lösungselementen der Konstruktionsmethodik sind hilfreich [PBF+05], [Ehr95]. Innerhalb der unterschiedlichen Domänen werden auf Basis des Lösungskonzepts eine Konkretisierung und eine Umsetzung der Anforderungen vollzogen. Anschließend erfolgt in mehreren Systemintegrationsschritten die Zusammenführung der Domänen. Die iterative Eigenschaftsabsicherung ermöglicht dabei einen Abgleich zwischen Produkteigenschaft und -anforderung. Nach erfolgreichem Durchlauf ist ein mechatronisches Produkt als Ergebnis der Entwicklungsmethodik entstanden.

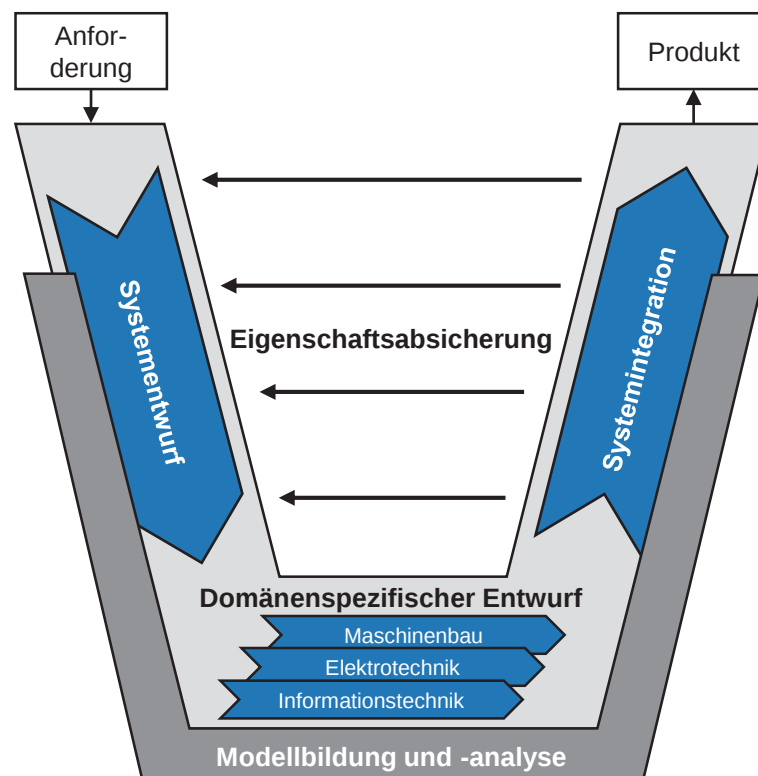


Abbildung 1.11: V-Modell als Makrozyklus in Anlehnung an [VDI04]

Die Bedeutung der Entwicklungsmethodik in [VDI04] wird durch die Weiterentwicklungen unterstrichen. ISERMANN greift das V-Modell in [Ise06] auf und konkretisiert die notwendigen Schritte innerhalb des generischen Prozesses. BENDER erweitert das

V-Modell in [Ben05] um den Aspekt der Hierarchisierung. Es werden die Ebenen System, Subsystem und Komponenten eingeführt. Dies dient der Strukturierung der komplexen mechatronischen Produkte. Es ist auf die Entwicklung von eingebetteten Systemen unter Qualitätsgesichtspunkten konkretisiert worden. WINNER et al. und MAURER et al. adaptieren das V-Modell in [WHW09] und [MW13] auf die Entwicklung von Fahrerassistenzsystemen. Die notwendigen Entwicklungsschritte für Fahrerassistenzsysteme werden konkretisiert. KALLENBACH et al. orientieren sich in [KBS⁺97] an den klassischen Entwicklungsmethoden für mechanisch geprägte Produkte. Ihr Schwerpunkt sind der funktionale Entwurf und eine simulationsgestützte Entwicklung [KBS⁺97]. Insbesondere wird das Wechselspiel zwischen Funktion und Gestalt aufgegriffen, so dass die Konstruktion erst bei entsprechender Wirkprinzip- bzw. Lösungselementauswahl und Anforderungsdefinition der Teilfunktionen begonnen wird.

FAZIT

Abschließend kann festgestellt werden, dass die klassischen Entwicklungsmethoden zu fokussiert auf die Konstruktion mechanischer Bauteile und Systeme sind. Der domänenübergreifende Aspekt eines mechatronischen Systems, aber auch die Interaktion werden in den klassischen Entwicklungsmethoden nicht aufgegriffen. Innerhalb der Entwicklungsmethoden der Elektro- und Softwaretechnik können Eigenheiten von mechatronischen Systemen wiedergefunden werden. Die Berücksichtigung der Elektromechanik in [VDI94] wie auch die Trennung von Verhalten, Struktur und Geometrie in [Gaj96] stellen wichtige Grundlagen für die Entwicklung mechatronischer Produkte dar. Das Spiralmodell nach BÖHM [Böh88] hingegen ist sehr softwarespezifisch und komplex. In [Böh88] wird mit dem Spiralmodell die steigende Modellgüte entlang des Entwicklungsprozesses angedeutet. Insgesamt stellt die etablierte Entwicklungsmethodik für mechatronische Produkte aus [VDI04] eine geeignete Basis für die Fahrwerkregelsystementwicklung dar. Adaption und Konkretisierung für weitere Anwendungsbereiche unterstreichen nochmals ihre Bedeutung. Eine Anpassung auf die Anforderungen der Automobilindustrie bei der Entwicklung von Fahrwerkregelsystemen ist zielführend. Die Strukturierungsmethoden für mechatronische Systeme aus [LKS00], [Toe01] und [Ben05] sollen bei der Anpassung berücksichtigt werden.

1.6.2 WISSENSMANAGEMENT IN DER FAHRZEUGTECHNIK

Die Zahl der Arbeiten auf dem Gebiet des Wissensmanagements für die Fahrzeugtechnik ist bisher überschaubar. Daher wird dieses Themengebiet allgemeiner gefasst und weitere Fachbereiche im Literaturüberblick berücksichtigt.

Das vorhandene Wissen liegt in den meisten Fällen unstrukturiert vor. Um es für die Prozessverbesserung oder Produktentwicklung nutzbar zu machen, ist eine Wissensaufbereitung zur Strukturierung nach MILTON [Mil08] und LEEMHIUS [Lee04] notwendig. Die Aufbereitung kann in unterschiedlichen Formen geschehen [Lee04]. MILTON unterscheidet in [Mil08] die Wissensaufbereitung in regelbasiert, constraint-basiert, durch semantische Netze [Min74] oder durch Ontologien. Bei der regelbasierten Aufbereitung werden logische Zusammenhänge über Wenn-Dann-Beziehungen abgebildet [Mil08]. Semantische Netze umfassen Objekte und Objektattribute, die in jeglicher Abhängigkeit

zueinander stehen können [Mil08]. Die framebasierte Aufbereitung stellt eine Weiterentwicklung der semantischen Netze dar, da weitere Objektinformationen im Sinne von Objektverwendungen ergänzt werden können [Min74]. Eine Ontologie stellt die formalisierteste Wissensaufbereitung dar und ermöglicht eine fachdisziplinübergreifende Anwendung [Mil08]. Bei vorliegendem strukturiertem Wissen, auch Wissensbasis genannt, kann mithilfe von Algorithmen das Wissen visualisiert, aber auch zur automatisierten Problemlösung herangezogen werden [Lee04]. Eine weitere Möglichkeit der Wissensabbildung stellen sogenannte Abhängigkeitsmatrizen dar, auch Design-Structure-Matrix (DSM), Dependency-Structure-Matrix oder Intra-domain-Matrix genannt [LMB09], [Ver07], [Bro98] und [Mau07]. Der Vorteil dieser Wissensspeicherung liegt in der Nutzung von typischen Matrixanalyseverfahren dar. In [LMB09] und [Mau07] werden die Design-Structure-Matrizen zur Visualisierung der Abhängigkeiten in Form eines Graphen, aber auch zur Optimierung der Auslegungsreihenfolge und von Prozessschritten genutzt. Hierzu können die gewöhnlichen Methoden zur Diagonalisierung oder Entwicklung von Dreiecksmatrizen genutzt werden.

Bisher findet die Hauptanwendung innerhalb des Konstruktionsprozesses statt. Hierzu werden Wissensmanagementsysteme mit entsprechenden CAD-Werkzeugen gekoppelt, so dass dem Konstrukteur Lösungen oder weitere Informationen aufgezeigt werden können [Lee04], [Mil08]. Ein solches System wird auch Knowledge-based-Engineering (KBE) genannt. In [Ver07] wird die Anwendung von Systemen zur Wissensspeicherung innerhalb der Entwicklung des Flugzeugbaus dargestellt. BERMELL-GARCÍA et al. nutzt in [BGIS02] ein KBE-System zur Entwicklung von Windkanalmodellen in der Luftfahrttechnik. In der Fahrzeugtechnik ist der Einsatz von Wissensmanagementsystemen noch im frühen Stadium. BERKAN et al. nutzen in [BSE⁺09] innerhalb der Fahrwerkskonstruktion KBE-Ansätze zur Entwicklung von Automobilen. In [Ren07] wird eine Matrix analog der Design-Structure-Matrix für die funktionsorientierte Baukastenauslegung genutzt. Die resultierende Funktionsmatrix ist in zwei Bereiche gegliedert. Der erste Teil beschäftigt sich mit der Anforderungsdefinition, d. h. der Klärung, welche kundenwertige Funktion innerhalb des Fahrzeugprojekts notwendig ist. Im zweiten Bereich wird mithilfe der Funktionsmatrix der Zusammenhang zwischen kundenwertigen Funktionen, wie z. B. Luft erwärmen, und den notwendigen Komponenten und -verantwortlichen abgebildet. Somit können einerseits Funktionspaketierungen sowie Fahrzeugklassendifferenzierungen erarbeitet und visualisiert werden, andererseits ist eine Berechnung der entstehenden Baukastenvarianten möglich, die innerhalb der Funktionsmatrix abgebildet sind.

Um beispielsweise Fahrwerkswissen darzustellen, wird in [Mäd12] die funktionale Einflussmatrix Fahrdynamik genutzt, welche die Abhängigkeiten von Komponenteneigenschaften zu subjektiven Fahrzeugeigenschaften in Form einer Matrix abbildet. Hierbei werden in [Mäd12] die drei Wissensarten subjektives Fahrdynamikwissen, Fahrdynamik-Objektivierungswissen und objektives Fahrdynamikwissen unterschieden. Die verschiedenen Wissensarten werden mithilfe von Einflussmatrizen miteinander in Beziehung gesetzt. Darüber hinaus werden in [Mäd12] Algorithmen zur Verarbeitung des Wissens eingeführt. Die Vernetzungsanalyse aus [Mäd12] ermöglicht die transparente Darstellung von komplexen Abhängigkeiten. RÖSKI nutzt in [Rös12] die Beziehungsabbildung von Komponenteneigenschaften zu Fahrzeugeigenschaften in Form einer Matrix zur Entwicklung einer Auslegungsvorschrift für die Vertikaldynamikauslegung. Mithilfe eines Sortieralgorithmus wird in [Rös12] die Auslegungsreihenfolge der unterschiedlichen

Komponenten zur Beeinflussung des Fahrzeugverhaltens abgeleitet. In [MN03] werden Modelle mechatronischer Systeme und mechatronischer Komponenten zur Wissenskonservierung eingeführt. Im Fokus steht die effiziente Entwicklung mechatronischer Systeme durch die Wiederverwendung von Wissen.

FAZIT

Insgesamt existieren viele Ansätze zur Wissensstrukturierung. Bisherige Arbeiten im Ingenieurbereich konzentrieren sich auf die Konstruktionsmethodik und die Nutzung von Wissen zur automatisierten Ableitung neuer Lösungen oder der Optimierung des Entwicklungsprozesses [BSE⁺09], [Lee04]. In [Ren07] wird die Funktionsorientierung innerhalb einer Design-Structure-Matrix zur Baukastenentwicklung aufgegriffen. Eine Ausrichtung auf Funktionen anstelle von Komponenten unter Berücksichtigung der Fahrwerkregelsystemcharakteristika wird als zielführend erachtet. Funktionale Einflussmatrizen werden erstmalig in [Mäd12] und [Rös12] zur Fahrzeugauslegung genutzt. Der Ansatz in Form einer Einflussmatrix kann eine Ausgangsbasis darstellen. Die Adaption des Ansatzes aus [Mäd12] auf die Struktur und die Besonderheiten von Fahrwerkregelsystemen ist ein offener Punkt. Prinzipiell kann der Entwicklungsprozess durch vorhandenes Wissen und die Nutzung des aufbereiteten Wissens beschleunigt werden [Lee04].

1.6.3 VIRTUELLE FAHRWERK- UND FAHRDYNAMIKAUSLEGUNG

Die virtuelle Fahrwerk- und Fahrdynamikauslegung behandelt Auslegungsvorgehensweisen sowohl für konventionelle als auch für geregelte Fahrzeuge. Die Auslegungsmethoden lassen sich generisch in zwei Fachrichtungen unterteilen:

- die iterativen, geführten Auslegungsmethoden und
- die Auslegungsmethoden auf Basis numerischer Optimierungsalgorithmen.

Die verwendeten Fahrzeugmodelle wie auch die objektiven Kennwerte zur Beschreibung des Fahrzeugverhaltens werden innerhalb des jeweiligen Auslegungsprozesses mitbehandelt.

ITERATIVE UND GEFÜHRTE AUSLEGUNGSPROZESSE

Die Arbeiten auf dem Gebiet der iterativen Auslegung werden zunächst erläutert. MÄDER führt in [Mäd12] eine zweistufige, iterative Methode zur zielgerichteten Auslegung der Fahrzeugquerdynamik anhand von Fahrzeugeigenschaftszielen ein. Die Grundidee beinhaltet die Steigerung des Detaillierungsgrades entlang der Entwicklungszeit. Innerhalb der ersten Auslegungsstufe werden Minimalmodelle zur Ableitung der notwendigen konventionellen Komponenteneigenschaften gemäß den Fahrzeugzieleigenschaften eingesetzt. In der zweiten Stufe kommt ein nichtlineares Zweispurmodell zum Einsatz. Es werden Methodenvorschläge, wie z. B. Optimierungsalgorithmen, unter Einbeziehung von empirischem Wissen oder iterative Auslegungsmethoden je nach

Anwendungsbeispiel in [Mäd12] vorgeschlagen. Laut MÄDER kann die zweite Stufe im Gegensatz zur Stufe 1 nicht so exakt definiert werden [Mäd12]. RÖSKI entwickelt in [Rös12] einen iterativen, zielgerichteten Auslegungsprozess für die Fahrzeugvertikaldynamik. Es handelt sich ebenfalls um einen gestuften Prozess wie in [Mäd12] mit entsprechenden Minimalmodellen für die Vertikaldynamik. Das Ziel ist die Ermittlung von mechanischen Komponenteneigenschaften, ausgehend von vertikalen Fahrzeugzieleigenschaften in der frühen Entwicklungsphase. WIMMER stellt im Rahmen seiner Arbeit in [Wim13] eine Methode zur virtuellen Auslegung von elektromechanischen Lenkungen vor. Beginnend mit Minimalmodellen zur robusten Auslegung und Berücksichtigung von Wechselwirkungen zwischen den Fahrwerkskomponenten, werden in [Wim13] Metamodelle und Sensitivitätsmethoden zur virtuellen Bewertung und Applikation von Lenkungssystemen auf Basis detaillierter Modelle genutzt. Die Abhängigkeiten zwischen Lenkungskenngößen und Fahrzeugeigenschaften werden durch Sensitivitätsanalysen ermittelt und zur Applikation des Lenkcharakters genutzt. ILLG stellt in [Ill14] eine in drei Phasen gegliederte generische Vorgehensweise anhand der mechatronischen Komposition aus [LKS00] am Beispiel eines aktiven Fahrwerks für ein Kettenfahrzeug vor. Die Phasen nach ILLG lauten Komposition des Grundsystems, idealisierte Komposition und ganzheitliche Komposition [Ill14]. Beginnend mit der mechanischen Grundstruktur des mechatronischen Systems, wird über idealisiert angenommene Sensoren sowie Aktoren die Regelungsstruktur ausgewählt. Im letzten Schritt werden die mechatronischen Komponenten und die Regelung aufeinander optimiert. In [KS10] werden ein nichtlineares Zweispurmodell und verschiedene Vertikaldynamikmodelle zur Grundausslegung von Federn und Dämpfern eines Fahrzeugs hinsichtlich Fahrdynamik und -komfort verwendet. Ausgehend von Sensitivitätsanalysen, werden die Komponenteneigenschaften zur Erreichung der Fahrzeugziele bestimmt. In [Ric04] wird zur Elastokimatikauslegung ein regelungstechnischer Ansatz auf Basis eines Zweispurmodells genutzt. Mithilfe von Ordnungsreduktionsverfahren werden reduzierte lineare Modelle des Zweispurmodells für ausgewählte Fahrmanöver sowie Arbeitspunkte erzeugt und diese zur Ableitung einer Wunschdynamik auf der Basis von objektiven Fahrzeugeigenschaften genutzt. Das gewünschte Fahrzeugverhalten wird mithilfe des Regelungsverfahrens der Polvorgabe realisiert, und als Stellgröße wird die elastische Sturz- und Spuränderung unter Seitenkräften verwendet. Eine weitere iterative Auslegungsmethode bzw. -vorgehensweise für konventionelle Fahrzeuge wird in [Bot08] beschrieben. Innerhalb der Arbeit wird mittels eines Zweispurmodells eine zielgerichtete Auslegung von Fahrzeugeigenschaften wie Fahrdynamik und -komfort mit einer steigenden Modellierungstiefe ermöglicht. Hierbei werden innerhalb einer sogenannten Vorauslegung mittels einfacher Grundgleichungen etwa zu Eigenfrequenzen und Dämpfungsmaßen Federn und Dämpfer ausgelegt. Die notwendigen objektiven Kennwerte werden ebenfalls in der Arbeit hergeleitet.

AUSLEGUNGSPROZESSE ANHAND VON OPTIMIERUNGSGRUNDGESAMHEITEN

Eine Vielzahl von Arbeiten beschäftigen sich mit der Fahrwerksauslegung unter Verwendung von numerischen Optimierungsalgorithmen. In [SHE02] wird ein multikriterieller genetischer Algorithmus zur Optimierung der Fahrdynamikeigenschaften genutzt. Die Basis für die Optimierung stellt ein kennlinienbasiertes Zweispurmodell dar, und als Optimierungsfreiheitsgrade werden mechanische Komponenteneigenschaften genutzt.

In [GMD99] und [GHP⁺06] wird ebenfalls ein genetischer Optimierungsalgorithmus in zahlreichen Anwendungsbeispielen zur Fahrzeugeigenschaftsoptimierung verwendet. Um die Optimierungszeit zu reduzieren, setzen GOBBI et al. in [MGM06] Metamodelle zur Approximation des Fahrzeugmodells und Beschleunigung der Optimierung ein. WIMMER stellt in [Wim97] ein zweistufiges Optimierungsverfahren innerhalb der Arbeit vor. Beginnend mit der Auslegung der Achskinematik, werden die Gesamtfahrzeugeigenschaften mithilfe eines multikriteriellen Optimierungsalgorithmus bestimmt. Als Freiheitsgrade zur Optimierung der Fahrzeugeigenschaften dienen mechanische Komponenten. Ergänzend werden in [Wim97] die Empfindlichkeitsanalysen auf Basis statistischer Versuchspläne eingeführt. Es sollen die Einflusspotenziale unterschiedlicher Komponenten auf Fahrzeugeigenschaften identifiziert werden. In [KKP⁺14], [KRP⁺03] und [Kim01] werden die Gesamtfahrzeugoptimierung als Menge von Optimierungsteilproblemen betrachtet und eine zielgerichtete Auslegung vorgestellt. Anhand von Fahrzeugzieleigenschaften werden Anforderungen an die Subsystemebene mittels Optimierungsalgorithmus definiert. Auf Basis von Subsystemanforderungen werden danach die Komponenteneigenschaften durch einen weiteren Optimierungsschritt bestimmt. In [Tab06] wird ein genetischer Optimierungsalgorithmus zur Optimierung der Achseigenschaften des Fahrzeugs und der notwendigen Bauteile hinsichtlich Gewicht und Gestalt verwendet. DU setzt in [Du05] einen gradientenbasierten, multikriteriellen Optimierungsalgorithmus zur Optimierung der Fahrdynamikeigenschaften ein. Das multikriterielle Optimierungsproblem wird mittels Gewichtungsfaktoren in ein skalares Optimierungsproblem überführt. Weiterhin werden in [Du05] Fahrwerkregelsysteme im Zusammenspiel mit mechanischen Komponenten in der Fahrwerksauslegung berücksichtigt. DU verwendet eine Verstelldämpferregelung in einem Optimierungsbeispiel.

FAZIT

Insgesamt existieren eine Vielzahl von Methoden und Werkzeugen zur virtuellen Fahrwerksauslegung. Ein Großteil der Werkzeuge bezieht sich jedoch auf die konventionelle Komponentenauslegung. Die Berücksichtigung von Fahrwerkregelsystemen in der Fahrwerksauslegung oder die Auslegung von Fahrwerkregelsystemen anhand von Fahrzeugzieleigenschaften finden selten statt. Eine Ausnahme stellt dabei [Du05] dar. Viele Arbeiten beschäftigen sich mit der Detailoptimierung eines Fahrwerkregelsystems, der Funktionsentwicklung zur Verbesserung der Fahreigenschaften oder der Verbesserung der Systemregelung. Bei der Funktionsentwicklung steht im Gegensatz zur Funktionsauslegung die Entwicklung neuer Funktionen im Fokus. Die Funktionsauslegung soll mithilfe der existierenden Funktionen eine Verbesserung der Fahreigenschaften durch die Funktionsapplikation erreichen. Letztlich birgt der Einsatz von Optimierungsalgorithmen Risiken, da sie nicht nachvollziehbare Ergebnisse generieren können. Wiederum sind iterative Vorgehensweisen langwierig und ggf. nicht vollständig. Statistische Versuchsmethoden und Sensitivitätsanalysen können die iterativen Vorgehensweisen hinsichtlich gesamtheitlicher Betrachtung unterstützen. Eine zielgerichtete Auslegung von Fahrzeug- zu System- oder Komponenteneigenschaften ist zielführend und effizient. Der Methodeneinsatz zur Unterstützung der zielgerichteten Auslegung muss je nach Anwendung gewählt werden.

1.6.4 MODELLIERUNG VON FAHRWERKREGELSYSTEMEN

Die Modellierung von Fahrwerkregelsystemen oder allgemein mechatronischen Systemen ist stark verknüpft mit dem Einsatzzweck des jeweiligen Modells. Generell lassen sich folgende Modellklassen aus den aktuellen Forschungsarbeiten zur Modellierung von Fahrwerkregelsystemen ableiten:

- die experimentellen,
- die semi-physikalischen und
- die physikalischen Modelle.

EXPERIMENTELLE MODELLBILDUNGSANSÄTZE

Die eingeführte Klassifizierung lässt sich teilweise in [Ise06] wiederfinden. ISERMANN unterscheidet dort zwischen theoretischer und experimenteller Modellbildung bei mechatronischen Systemen. Bei der experimentellen Modellbildung besteht laut ISERMANN kein Zusammenhang zwischen den Zahlenwerten des approximierten Ein- und des Ausgangsverhaltens zu physikalischen Grunddaten [Ise06]. Im einfachsten Fall ist das Systemverhalten über eine Übertragungsfunktion approximiert. Die theoretische Modellbildung beruht auf mathematischen Differentialgleichungen unter Verwendung physikalischer Grunddaten [Ise06]. In [Sch10] wird die experimentelle Modellklasse um die Modellierungsarten neuronale Netze und Regressionsmodelle erweitert. In [Stu99] werden ebenfalls neuronale Netze zur Modellbildung in der Regelungstechnik verwendet. Es wird ein neuronales Netz zur Abbildung einer bekannten Regelstrecke innerhalb einer modellbasierten Regelung eines Motors eingesetzt. Bei der Weiterentwicklung von Fahrzeugregelungsfunktionen werden zwei Ansätze der experimentellen Modellbildung verwendet. Der erste Ansatz nimmt ein ideales Fahrwerkregelsystem an, d. h. die geforderten Stellgrößen der Fahrzeugregelungsfunktion können ideal schnell und betragsmäßig umgesetzt werden. Eine zweite Möglichkeit stellt die Berücksichtigung der Systemrandbedingungen über lineare Übertragungsfunktionen dar. In [Bei99] und [Sma00] werden zur Funktionsweiterentwicklung und zur Berücksichtigung der Vernetzung von mehreren Regelsystemen innerhalb der Fahrzeugregelungsfunktionen idealisierte Systeme berücksichtigt. Dieser Modellansatz lässt sich in [Obe12] zur Funktionsentwicklung für eine Hinterachslenkung und in [Ull09] zur Entwicklung der Fahrzeugregelungsfunktionen für eine Überlagerungslenkung wiederfinden. ÖTTGEN nutzt in [Ött05] ebenfalls ideale Systemeigenschaften bei der Entwicklung einer Funktion zur Beeinflussung des Fahrverhaltens mittels aktiver Wankstabilisatoren. In [Lau07] werden ideale Systembedingungen beim Entwurf eines integralen Regleransatzes als effektive Methode zur Fahrdynamikabstimmung verwendet. Zum zweiten Ansatz zählen etwa die Arbeiten [Koc11], [Sch09] und [Göh14], die Systemeigenschaften über Filter 1. und 2. Ordnung im Sinne einer Übertragungsfunktion für ein aktives Vertikaldynamikregelsystem abbilden. Somit wird die Systembandbreite innerhalb der Funktionsentwicklung auf Fahrzeugebene berücksichtigt. In [Web04] und [Eig10] wird das Lenkungssystem als Tiefpassfilter 1. Ordnung abgebildet. RAU stellt in [Rau07] einen kooperativen Ansatz zur Beeinflussung der Querdynamik mittels Verspannungslenkung vor und berücksichtigt dabei die Kolbendynamik als Tiefpassfilter 2. Ordnung. In [Rei03] und [Reu11] wird ein

Verstelldämpfer als Kombination eines Kraftkennfeldes über der Geschwindigkeit mit einem Tiefpassfilter 1. Ordnung zur Berücksichtigung des Stromregelkreises für die Verstelldämpferventile abgebildet. In [HH03] wird die Kombination aus Kennfeld bzw. Kennlinie und physikalischen Anteilen resp. Übertragungsfunktionen als ein hybrides Modell bezeichnet.

SEMI-PHYSIKALISCHE MODELLBILDUNGSANSÄTZE

Die Kategorie der semi-physikalischen Modelle wird hauptsächlich im Anwendungsgebiet zur Verbesserung der Systemregelung genutzt. In [Ung12] wird ein semi-physikalisches Verstelldämpfermodell innerhalb der modellbasierten Systemregelung zur Berücksichtigung des Hystereseverhaltens und zur Verbesserung des Regelverhaltens genutzt. PELLEGRINI nutzt in [Pel12] ebenfalls ein semi-physikalisches Modell des semiaktiven Verstelldämpfers zur Entwicklung einer Kraftregelung. In [DSR96] wird ein semi-physikalischer Modellansatz zur Abbildung eines konventionellen Dämpfers verwendet. Die nichtlinearen Dämpfereigenschaften werden über Ersatzmodelle, basierend auf Steifigkeits-, Dämpfungs- und Reibelementen, abgebildet.

PHYSIKALISCHE MODELLBILDUNGSANSÄTZE

Zur detailliertesten Abbildung der Realität dienen die physikalischen Modelle. Diese Modellart wird vorwiegend bei detaillierten Analysen betrachtet und beruht auf der Abbildung des Systems mittels mathematischer Differentialgleichungen unter Verwendung physikalischer Grunddaten [Ise06], [Jan10]. In [Ise06] und [Jan10] werden diverse Methoden zur Herleitung der Differentialgleichungen vorgestellt. In [Wal90] wird ein Dämpfer als physikalisches Modell zur Analyse von Systemeigenschaften auf die Fahrzeugeigenschaften modelliert. ZETSCHKE bildet in [Zet82] ein vollaktives Vertikalregelsystem als physikalisches Modell zur Systemsynthese ab. HARCHENKO optimiert in [Har10] ein aktives Federungssystem mittels des physikalischen Modellansatzes unter Nutzung von Einflussanalysen des Systemverhaltens. In [Hoc13] werden physikalische Modelle zur Abbildung der Regelsysteme und zur Auslegung einer leistungsoptimalen Regelung von Hochstromverbrauchern genutzt. Insbesondere werden die elektrischen Teilsysteme sowie deren Komponenten zur Bestimmung der elektrischen Leistung modelliert, so dass sie im Regelungsansatz berücksichtigt werden können. PUFF nutzt in [Puf11] ein physikalisches Abbild des Luftfederdämpfers zur Entwicklung einer Fahrzeugregelungsstrategie und zur Optimierung des Fahrverhaltens. In [Alt08] wird analog zu [Puf11] der semiaktive Gasfederdämpfer zur Systemauslegung und -konzeption physikalisch abgebildet. Zur Systemauslegung eines aktiven Vertikaldynamiksystems nutzt AJALA ebenfalls den physikalischen Modellansatz [Aja14]. Aufbauend auf diesem Modell, wird die Systemregelung entworfen. MACK verwendet physikalische Modelle zur Bestimmung dynamischer Betriebslasten innerhalb eines Mehrkörpersimulationsmodells [Mac09]. In [Wim13] und [Zsc09] wird das Lenkungssystem physikalisch abgebildet. Die Modelle werden zur Analyse des Einflusses der Lenkungs- auf die Fahrzeugeigenschaften innerhalb der modellbasierten Analyse genutzt. DUYM stellt in [Duy97], [DSB⁺97], [DR98] und [Duy00] diverse physikalische Modelle eines nichtlinearen konventionellen Fahrzeugdämpfers vor. Die entwickelten Modelle werden anhand von Messungen validiert.

Das Ziel dieser Dämpfermodelle ist die Möglichkeit einer Analyse der Auswirkungen von einzelnen physikalischen Dämpferparametern auf die Fahrzeugeigenschaften wie Fahrkomfort und -dynamik.

FAZIT

Insgesamt existieren unterschiedliche Modellierungsansätze für Fahrwerkregelsysteme. Ein Hauptgebiet sind die Weiterentwicklung und die Entwicklung von neuen Regelungsfunktionen auf Fahrzeugebene. Hierzu werden entweder ideale oder stark vereinfachte Annahmen zur Berücksichtigung des Systemverhaltens getroffen. Der Einsatz semi-physikalischer Modelle stellt einen Kompromiss zwischen experimenteller und physikalischer Modellierung dar. Diese Modellart wird meist zum Entwurf einer Systemregelung herangezogen, da das Grundsystem detaillierter abgebildet ist und nichtlineare Effekte bzw. das Systemverhalten in verschiedenen Arbeitspunkten berücksichtigt werden können. Letztlich bildet die Modellklasse der physikalischen Modelle die exakteste Möglichkeit zur Abbildung der Realität. Sie ermöglicht die Detailoptimierung des Systemverhaltens anhand von physikalischen Parametern. Ein weiterer Aspekt ist die Analyse des Einflusses von Systemparametern auf entsprechende Fahrzeugeigenschaften oder die Bestimmung von dynamischen Betriebslasten. Die Klassen der semi- und physikalischen Modelle erfordern einen entsprechend hohen Parametrierungsaufwand und setzen ein bekanntes Systemverhalten voraus. In der frühen Entwicklungsphase stehen weder die Systemparameter noch die Systemregelung unmittelbar zur Verfügung, so dass diese Modellklassen erst mit fortlaufender Entwicklungszeit zum Einsatz kommen können. Die experimentelle Modellbildung mit den Annahmen von idealem oder vereinfachtem Systemverhalten stellt eine gute Ausgangsbasis für die frühe Entwicklungszeit dar, da sie aufgrund ihrer geringen Parameteranzahl früh nutzbar ist. Typischerweise beruhen experimentelle Modelle auf einer bekannten Systemrealisierung. Eine zielgerichtete Auslegung erfolgt von der Fahrzeug- zur Systemebene. Die Validierung der experimentellen Systemmodelle erfolgt jedoch meist nur auf Systemebene, und die aus der Systemmodellierung auf Fahrzeugebene resultierenden Abweichungen sind unbekannt. Somit sollte eine neue Modellklasse für den zielgerichteten Entwicklungsprozess eingeführt werden, die einen Abgleich auf Fahrzeugebene berücksichtigt, so dass Validität und Nutzbarkeit zur Ermittlung der Systemanforderungen auf Basis von Fahrzeugzielen möglich sind. Die neue Modellklasse sollte gemäß den Fahrzeugeigenschaften die erforderlichen Systemcharakteristika ableiten und möglichst lösungsneutral erfassen. Die experimentelle Modellierung kann als Ausgangspunkt genutzt werden. Ein Übergang zwischen den unterschiedlichen Modellklassen ist essentiell für die Durchgängigkeit des Entwicklungsprozesses, da eine Nutzung unterschiedlicher Modellarten entlang der Entwicklung wichtig ist.

2 ENTWICKLUNGSMETHODIK FÜR FAHRWERKREGELSYSTEME

2.1 ETABLIERTES VORGEHENSMODELL DER FAHRWERKSENTWICKLUNG

Die Grundlage für das Entwicklungsvorgehen innerhalb der Fahrwerksentwicklung bildet das sogenannte V-Modell, wie es auch in Unterabschnitt 1.6.1 dargestellt wurde. Im Laufe der Jahre fand eine Weiterentwicklung des ursprünglichen V-Modells statt. So sind weitere Gliederungsebenen, wie z. B. die Gesamtfahrzeug-, die Subsystem- und die Komponentenebene in das Modell zur Strukturierung des Entwicklungsprozesses eingeflossen. Diese Struktur ermöglicht eine effiziente und zielgerichtete Entwicklung, da die Komponenteneigenschaften auf Basis von Gesamtfahrzeugaanforderungen abgeleitet werden können. Die Komplexität wird reduziert, und Domänenexperten für die einzelnen Partitionen können bei gut gewählten Schnittstellen effizient arbeiten. BENDER stellt in [Ben05] das 3-Ebenen-Vorgehensmodell zur Entwicklung von Software, Hardware und Mechanik von eingebetteten Systemen vor. In [Pro14] wird dieses Vorgehensmodell mit einer ähnlichen Strukturierung von System- über Subsystem- bis Komponentenebene auf die Automobilindustrie adaptiert. Die Umsetzung des V-Modells für die Fahrzeugentwicklung in Anlehnung an [Pro14] und [Ben05] ist in Abbildung 2.1 zu sehen.

Generell lässt sich der Fahrzeugentwicklungsprozess in zwei elementare Phasen unterteilen, die Konzept- und die Serienentwicklung. Die Konzeptentwicklungsphase der Automobilentwicklung beginnt zunächst mit einer Fahrzeugpositionierung. In diesem Schritt wird die Einordnung in das bestehende Fahrzeugportfolio über die neuen Marktanforderungen bzw. Kundenwünsche bis hin zu Wettbewerbsanalysen zur Fahrzeugdefinition berücksichtigt [Ehr95], [PBF⁺05], [LMB09], [FVB02], [Kai07], [LH04], [MBK12]. Die Einordnung in das Fahrzeugportfolio und der zugehörige Anforderungskatalog stellen die Basis dar. Hierbei sollten die Anforderungen möglichst strukturiert und ganzheitlich erfasst werden. Entsprechende Methoden und Vorgehensweisen zur Erfassung von Anforderungen sind in [HJD11], [Par10] und [Sch08] erläutert. Die Entwicklung startet mit der Gesamtfahrzeugauslegung und dem Transfer von allgemeinen in technisch interpretierbare Fahrzeugaanforderungen der interdisziplinären Fachbereiche. So werden an

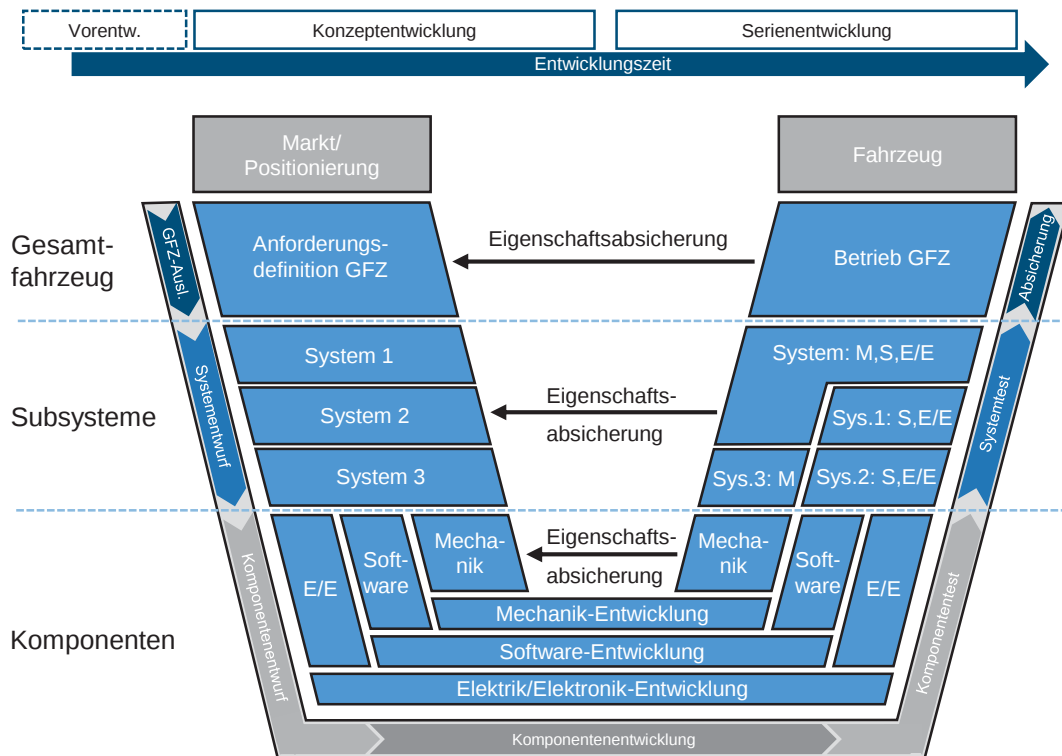


Abbildung 2.1: Etabliertes V-Modell der Fahrwerksentwicklung in Anlehnung an [Pro14], [Ben05]

dieser Stelle die grundlegenden Fahrzeuggrößen, wie z. B. Fahrzeugmasse, Spurweite, Räderdimensionen und Radstand, festgelegt. In den einzelnen Entwicklungsbereichen werden zusätzliche Zielbereiche und Bewertungskriterien aus Wettbewerbsanalysen oder der Nutzung der Objektivierung festgelegt. Es findet ein Transfer in fachbereichsspezifische, quantitative Ziele statt. Innerhalb dieser Entwicklungsphase wird auch die Zielpositionierung kritisch hinterfragt, da sich einige Anforderungen gegenseitig ausschließen können. Zum Beispiel sind ein langer Radstand und eine geringe Spurweite unvereinbar, wenn ein sportlich positioniertes Fahrzeug entwickelt werden soll.

Ist die Gesamtfahrzeugauslegung (GFZ-Ausl.) abgeschlossen, findet der Systementwurf auf der System- und Subsystemebene statt. Die einzelnen Entwicklungsfachbereiche brechen die Fahrzeugziele unter Berücksichtigung der elementaren Fahrzeuggrößen auf die entsprechenden Systeme herunter. Im Fahrwerksbereich erfolgt z. B. auf Subsystemebene die Festlegung des notwendigen Achsprinzips und der Reifeneigenschaften wie auch die vorzuhaltenden Fahrwerkregelsysteme zur Erreichung der Zielerfordernisse für dieses Fahrzeugkonzept.

Auf der Komponentenebene werden die Bauteilanforderungen in den entsprechenden Domänen Software, Mechanik und Elektrik/Elektronik (E/E) detailliert sowie mit dem Zulieferer konkretisiert. Dieser Prozess des Komponentenentwurfs führt zu einem Lastenheft und definierten Komponenten- oder Systemanforderungen. Innerhalb der Komponentenentwicklung werden die Lastenheftanforderungen unter den Randbedingungen, wie z. B. verfügbarer Bauraum, umgesetzt. Die Komponentenentwicklung liegt meist im Verantwortungsbereich der Serienentwicklung, so dass innerhalb dieses Prozessschrittes der Übergang zwischen Konzept- und Serienentwicklung erfolgt.

In der Serienentwicklung werden nach erfolgreicher Komponentenentwicklung die ersten Absicherungstests hinsichtlich Bauteilfunktionen und -eigenschaften für verschiedene Baumuster durchgeführt. Abweichungen zwischen Lastenheftanforderungen und dem realisierten Bauteil werden in der ersten Iteration der Eigenschaftsabsicherung sichtbar, und gegebenenfalls notwendige Maßnahmen können definiert werden.

Nach erfolgreichen Komponententests finden die Integration und die Vernetzung der Systeme für die Systemtests statt. Somit kann mittels Versuchsfahrzeugen die Eigenschaftsabsicherung erfolgen. Eine weitere Möglichkeit ergibt sich durch den Einsatz von Fahrzeugprüfständen, wie z. B. einem Viertelfahrzeug-, Kinematik- oder Achsprüfstand, um das Zusammenwirken von Systemen und Eigenschaften frühzeitig bewerten zu können.

Die Absicherungsphase integriert alle Systeme des Fahrzeugs in die serienreife Karosserieform und ermöglicht den erstmaligen Betrieb des Gesamtfahrzeugs. Es findet die finale Applikation sowohl der konventionellen Komponenten, wie z. B. Tragfedern, Gummilager und Dämpfer, als auch der Fahrwerkregelsysteme statt. Der finale Applikationsstand ermöglicht die Überprüfung der Entwicklungsziele für das jeweilige Fahrzeugprojekt. Sind alle Eigenschaftsziele erfüllt, können Realisierung und Produktion des Fahrzeugs nach erfolgreicher Abnahme aller Fahrzeugkriterien starten.

Die Konzept- und Serienentwicklung kann dabei, wie im Grundgedanken des V-Modells dargestellt [VDI04], durch simulative Methoden ergänzt bzw. unterstützt werden. Der Fokus liegt heutzutage stark auf der Konzeptentwicklungsphase, da eine Fahrzeugverfügbarkeit nicht gegeben ist und so ein Frontloading durch den Einsatz von Simulationen erreicht wird [SR08], [VWB⁺09]. In der Serienentwicklungsphase werden Hardware-in-the-Loop-Prüfstände und zugehörige Simulationsmodelle zur virtuellen Absicherung von Sicherheitsfunktionen oder auch zur ESC-Homologation eingesetzt [HHW⁺12].

2.2 NEUES FUNKTIONSORIENTIERTES VORGEHENSMODELL DER FAHRWERKSENTWICKLUNG ZUR INTEGRATION VON FAHRWERKREGELSYSTEMEN

Das bisherige Vorgehensmodell, wie in Abbildung 2.1 dargestellt, konzentriert sich im Wesentlichen auf die ursprünglichen Fahrzeuge, in denen Fahrwerkregelsysteme eine untergeordnete Rolle spielen. Die Herausforderungen der Fahrwerksentwicklung liegen jedoch im Einsatz und in der Vernetzung von Fahrwerkregelsystemen sowie dem funktionsorientierten Entwurf [Die09], [Ren07]. Ein ähnlicher Trend hat sich bereits bei der Entwicklung von Automobil-Software abgezeichnet, wie in [BFG⁺08] aufgezeigt. Sowohl der Funktionsbedarf als auch die -interaktion zur Maximierung der Kundenfunktionalität bei software-intensiven Systemen im Automobil, wie z. B. Fahrerassistenzsystemen, steigen stetig an. BROY et al. nehmen Bezug auf diesen Trend und stellen in [BFG⁺08] ein neues Architekturmodell vor, um Entwicklungsqualität und -effizienz zu steigern. Das Architekturmodell basiert auf drei Abstraktionsebenen:

- der Nutzungsebene (Funktionsebene, Funktionshierarchie),

- der logischen Architektur (Logikebene) und
- der technischen Architektur (physikalisch-technische Ebene).

Auf der Nutzungsebene können funktionale Anforderungen definiert und die Abhängigkeit zwischen den Funktionen dargestellt werden. Die logische Architektur ermöglicht eine Funktionsstrukturierung in fachliche Komponenten, die hardwareunabhängig erfasst werden. So kann die Komplexität durch Modularisierung und Hardwareunabhängigkeit reduziert werden und führt zu einem hohen Wiederverwendungspotenzial [BFG⁺08], [RST09]. Die technische Architektur beschreibt somit die Realisierung von Hard- und Software.

In [BFG⁺08] wird dieses Architekturmodell zur effizienten und strukturierten Entwicklung von software-intensiven Systemen im Automobil verwendet. Das vorgestellte Architekturmodell lässt sich auf die Entwicklung von Fahrwerkregelsystemen übertragen. Die Analogiebetrachtung bzw. Übertragbarkeit ist zulässig, da die Mechatronik ebenfalls durch die Softwareentwicklung geprägt ist [VDI04]. Die Übertragung auf die Fahrwerkregelsysteme ist in Anlehnung an die Darstellung aus [BFG⁺08] in Abbildung 2.2 gezeigt.

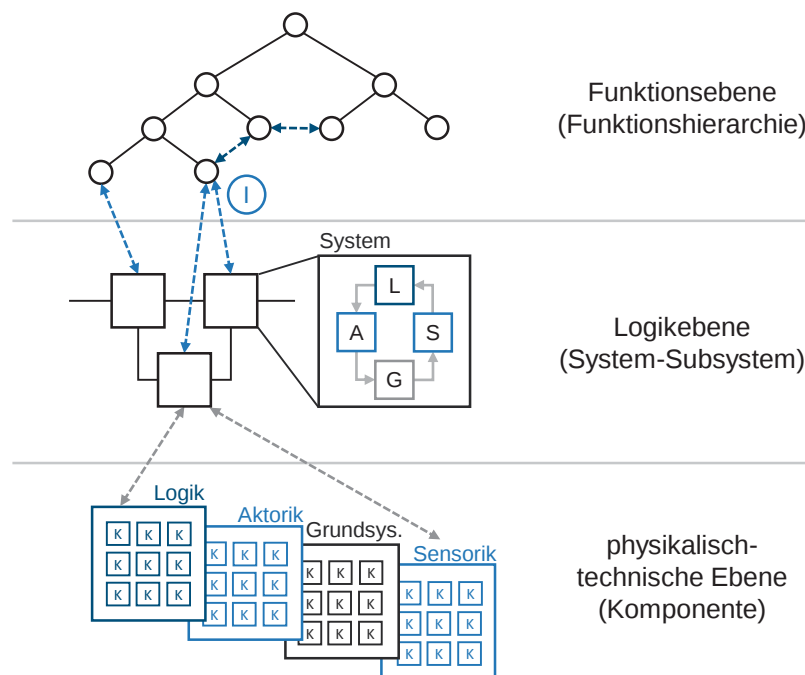


Abbildung 2.2: Generische, funktionsorientierte Fahrwerkregelsystemstruktur in Anlehnung an [BFG⁺08]

Die Funktionsebene der im Allgemeinen hierarchisch strukturierten Fahrwerkregelsysteme entspricht den Fahrzeugregelungsfunktionen. Die Vernetzung von Fahrwerkregelsystemen spielt eine immer bedeutendere Rolle, da sich so die Kundenfunktionalität steigern lässt. Die heutigen modellbasierten Regelungsansätze, wie z. B. zentrale Fahrzeugregelungsstrukturen [LF00], [KES⁺06], [GKV⁺08], [Ise06] auf Fahrzeugebene, entsprechen letztlich dem Funktionsgedanken. Mithilfe der zentralen Fahrzeugregelungsfunktionen lässt sich ein gewünschtes Sollfahrzeugverhalten auf Fahrzeugeigenschaftsebene applizieren. So existieren auf den heutigen zentralen Fahrzeugsteuergeräten, wie

z. B. dem ICM-V [JBE⁺08] für die Vertikaldynamik, bereits Funktionen wie aktive Wankstabilisierung, adaptive Aufbaubedämpfung und auch adaptive Niveauregulierung.

Die Logikebene bildet das Fahrwerkregelsystem selbst ab. Hier wird der Zusammenhang zwischen System und Subsystemen verdeutlicht, aber auch die Vernetzung zu den Funktionen sichergestellt. Die ermittelten Funktionsanforderungen auf Funktionsebene werden auf die System- bzw. Subsystemanforderungen heruntergebrochen. Ein System besteht hierbei aus den Subsystemen Aktorik, Logik, Sensorik und Grundsystem, wie es in [VDI04] für ein mechatronisches System definiert ist. Die Zuordnung zu der Funktionsebene kann eine 1:n-Beziehung darstellen, wenn eine Funktion z. B. zwei Systeme zur Umsetzung der Funktionsanforderungen (siehe Punkt I in Abbildung 2.2) benötigen kann. In [Kol08] wird die Vernetzung eines aktiven Stabilisators mit einem semiaktiven Verstelldämpfer zur Funktionsverbesserung betrachtet. Ein System kann jedoch auch für zwei Funktionen genutzt werden, einer n:1-Beziehung zwischen Funktionen und Systemen.

Die physikalisch-technische Ebene beschreibt die technische Realisierung des Systems bzw. Subsystems mit den zugehörigen Komponenten. Die Komponenten werden entsprechend der System- bzw. Subsystemanforderungen dimensioniert und ausgewählt. Es handelt sich um die detaillierteste Beschreibungsebene in der funktionsorientierten Fahrwerkregelsystemstruktur.

So ermöglicht der funktionsorientierte Strukturierungsansatz Transparenz hinsichtlich Funktionsabhängigkeiten untereinander, aber auch Abhängigkeiten zwischen Komponenten, Systemen und Funktionen. Da Funktionen und zugehörigen Systeme einen hohen Vernetzungsgrad aufweisen, können durch die Transparenz des funktionsorientierten Ansatzes die Komplexität beherrscht und eine effizientere Entwicklung ermöglicht werden. Dies unterstützt einen zielgerichteten Entwicklungsprozess und kann eine Qualitätssteigerung ermöglichen.

Zu Beginn des Kapitels ist das etablierte Vorgehensmodell zur Fahrwerksentwicklung innerhalb der Automobilindustrie in Abbildung 2.1 vorgestellt worden. Unter Berücksichtigung der funktionsorientierten Struktur ist eine Anpassung der Entwicklungsmethodik notwendig. Die bisherige Grundstruktur bleibt erhalten, wird jedoch um die neuen Gliederungsebenen wie auch die Entwicklungsphasen Funktionsentwurf und -applikation ergänzt. So ergibt sich das in Abbildung 2.3 gezeigte funktionsorientierte Vorgehensmodell mit der entsprechenden Eigenschaftsabsicherung auf Funktionsebene.

An dieser Stelle werden die neuen Elemente aufgegriffen und erläutert, da die Grundstruktur bereits zu Beginn des Kapitels in Abbildung 2.1 ausführlich diskutiert worden ist. Die neu eingeführte Funktionsebene fügt sich zwischen der Anforderungsebene des Gesamtfahrzeugs und der Logikebene ein, die System und Subsystem widerspiegelt. Der Funktionsentwurf dient während der Konzeptentwicklungsphase zur Auswahl und virtuellen Applikation der notwendigen Funktionen, die in Abhängigkeit der Zieleigenschaften notwendig sind. Weiterhin werden die Funktionsanforderungen definiert, die durch die unterlagerten Systeme sicherzustellen sind. Somit ist eine zielgerichtete Ableitung von Gesamtfahrzeugeigenschaften über notwendige Funktionen bis zu den Funktions- bzw. Systemanforderungen möglich. Die bisher empirisch abgeleiteten Systemeigenschaften können systematisch bestimmt werden.

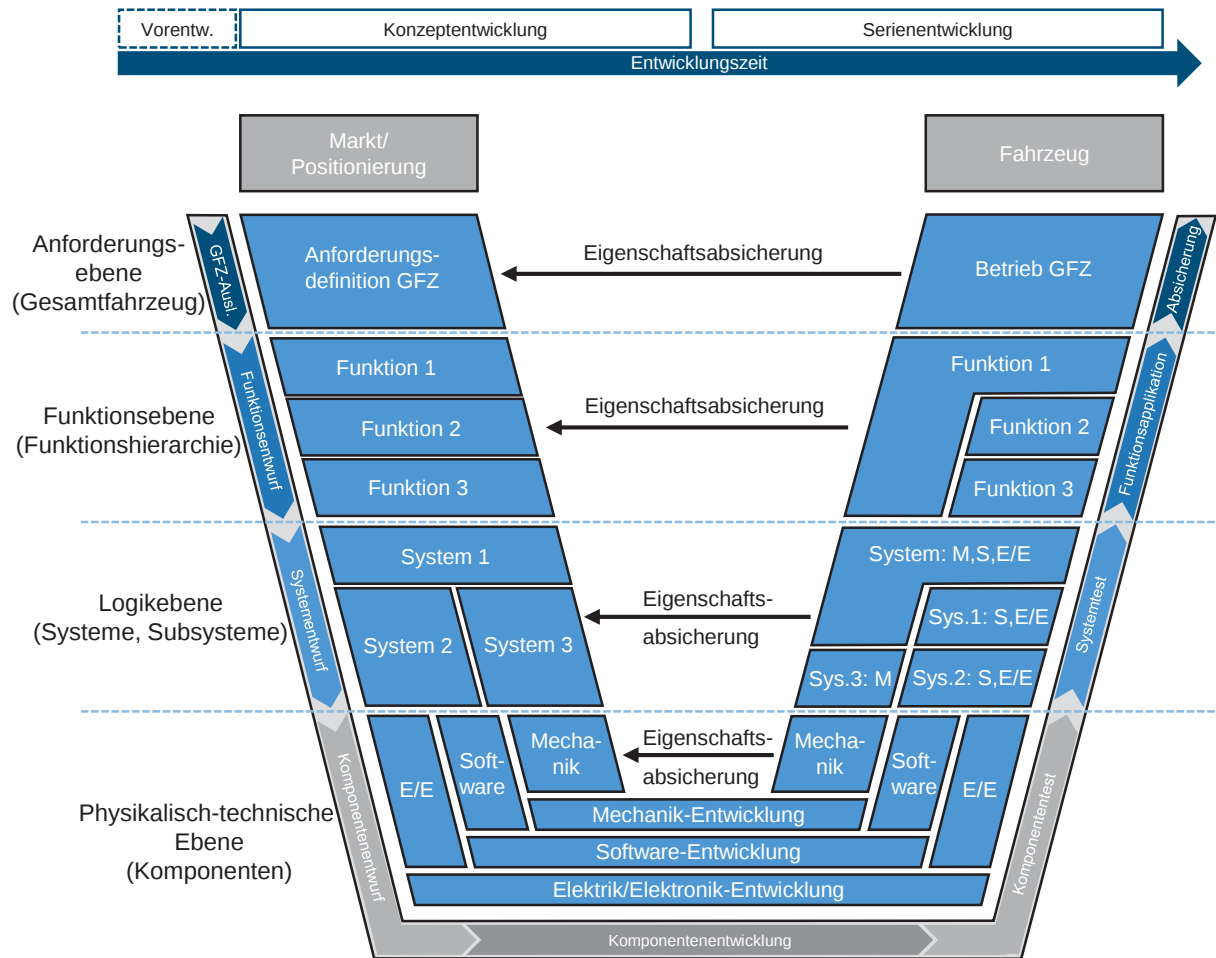


Abbildung 2.3: Funktionsorientiertes V-Modell der Fahrwerksentwicklung für Fahrwerkregelsysteme

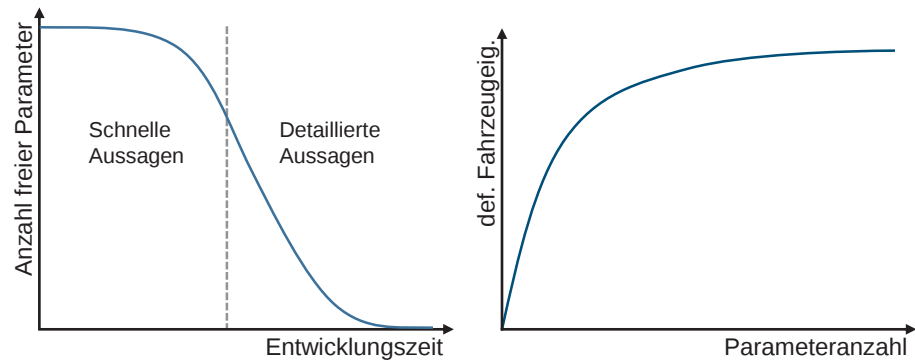
Die Serienentwicklung wird durch die Funktionsapplikation ergänzt. Hierbei handelt es sich um eine weitere Integrationsstufe im Absicherungsast des V-Modells. Die Funktionsapplikation setzt einen funktionierenden Systemverbund voraus, der innerhalb der Logikebene bereits vernetzt und abgesichert ist. Somit können das harmonische Zusammenspiel vernetzter Funktionen und die Erreichung der Eigenschaftsziele analysiert und weiterentwickelt werden.

Das in Abbildung 2.3 entwickelte funktionsorientierte Vorgehensmodell stellt die Basis für die vorliegende Arbeit dar. Der Entwicklungsprozess wird zu Beginn stark durch simulative Methoden aufgrund der Nicht-Verfügbarkeit von Fahrzeugen und des Gedankens des Frontloadings geprägt sein [SR08], [VWB⁺09]. Eine effektive Konzeptentwicklung führt zu einem effizienten Entwicklungsprozess, da Ressourcen wie Fahrzeuge für die Serienentwicklungsphase eingespart werden können und wichtige Entscheidungen frühzeitig getroffen werden. Späte Entscheidungsfindungen bergen die Gefahr stark steigender Kosten sowie Qualitätseinbußen [PBF⁺05], [Ehr95], [VWB⁺09].

Im Fokus dieser Arbeit stehen die Konzeptentwicklung und die Nutzung numerischer Simulationsmethoden in der frühen Entwicklungsphase, wie in Abschnitt 1.2 beschrieben. Dies bedingt eine Systematisierung des linken Astes des funktionsorientierten V-Modells, d. h. es sind Werkzeuge und Methoden zu entwickeln, mit denen anhand von Gesamtfahrzeuganforderungen im Sinne von Fahrzeugeigenschaften für das Fahrwerk auf die Funktions- bzw. Systemanforderungen in der frühen Entwicklungsphase geschlossen werden kann. Damit kann so eine Analyse von Fahrwerkregelsystemen für Fahrzeugarchitekturen ermöglicht werden.

Bei genauer Betrachtung des aktuellen Entwicklungsprozesses lassen sich zwei Aussagen festhalten. In der frühen Entwicklungsphase sind die Freiheitsgrade in Form der freien Parameter zur Beeinflussung der Fahrzeugeigenschaften zahlreich. Die Anzahl freier Parameter nimmt über die Entscheidungen entlang der Entwicklungszeit ab. Diese Abhängigkeit ist in Abbildung 2.4 (a) zu sehen. Somit besteht eine Notwendigkeit für schnelle Aussagen in der frühen Entwicklungsphase, da es sich um ein sehr dynamisches Umfeld handelt und die Fahrzeugparameter sehr volatil sind. Bei Abnahme der Zahl der Freiheitsgrade ist die Validität der Aussagen ein zunehmender Faktor, da die weiteren Aussagen über die Zielerreichung des Fahrzeugprojekts entscheiden. Ein weiteres Analyseergebnis ist ebenfalls in Abbildung 2.4 (b) gezeigt. Viele Fahrzeugeigenschaften werden durch eine geringe Parameteranzahl festgelegt. Zum Beispiel legen die fünf Parameter Fahrzeugmasse, -spurbreite an Vorder- und Hinterachse, -radstand und -schwerpunkt einen Großteil der Fahrzeugeigenschaften fest. So ist es entscheidend, in der frühen Phase der Gesamtfahrzeugauslegung Methoden und Werkzeuge einzusetzen, die eine einfache Bewertung der Fahrzeugeigenschaften und notwendigen Systemanforderungen ermöglichen.

Das bisherige Vorgehen basierte auf physikalischen Systemmodellen und existierenden Fahrwerkregelsystemen, die aus Vorgängerprojekten inklusive der Regelungsfunktionen übernommen wurden. Dies bringt jedoch Entwicklungsrisiken mit sich. Zum Einen werden die Analysen der Regelungsfunktionen auf Basis der Serienregelung durchgeführt und enthalten Überwachungsfunktionen, die keine beliebige Funktionsapplikation zulassen. Zum Anderen kann ein existierendes Systemmodell zu funktionalen Einschränkungen führen, da es nicht für das aktuelle Fahrzeugprojekt und die damit verbundenen Zieleigenschaften entwickelt worden ist.



(a) Freie Parameter über Entwicklungszeit (b) Festgelegte Fahrzeugeigenschaften über Parameter

Abbildung 2.4: Qualitative Verläufe der freien Parameteranzahl über Entwicklungszeit und Abhängigkeit der Fahrzeugeigenschaften von der Parameteranzahl

Die funktionale Grundauslegung für Fahrwerkregelsysteme ist unter den oben genannten Gesichtspunkten der Analyse entwickelt und konzipiert worden. Es wird eine zielgerichtete Entwicklung von Gesamtfahrzeuganforderungen des Fahrwerks über die Funktionsauswahl bzw. -komposition bis zu den notwendigen Systemanforderungen in der frühen Entwicklungsphase ermöglicht. Die Einordnung in die Entwicklungsmethodik des V-Modells sowie die Bestandteile der funktionalen Grundauslegung sind in Abbildung 2.5 dargestellt.

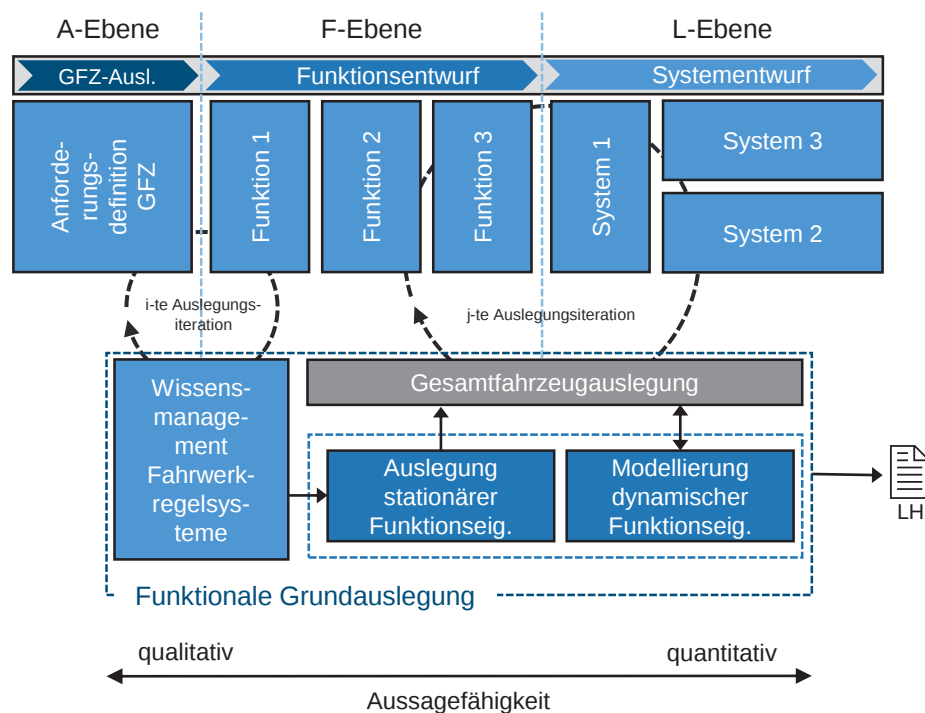


Abbildung 2.5: Einordnung und Zusammenwirken der funktionalen Grundauslegung im Gesamtentwicklungsprozess

Der Einsatz von qualitativen und quantitativen Bewertungsmöglichkeiten erlaubt einen sehr frühen Einsatz der funktionalen Grundauslegung innerhalb des Entwicklungspro-

zesses. Dies wird durch den Gedanken der Aussagefähigkeit von grob zu fein mit der Entwicklungszeit gestützt und führt zu einem effizienten sowie phasenadäquaten Entwicklungsprozess.

Der erste Baustein der funktionalen Grundauslegung ist das Wissensmanagementsystem für Fahrwerksfunktionen und -regelsysteme. Es handelt sich dabei um einen Wissensspeicher für empirische wie auch simulative Erfahrungen innerhalb der Regelsystementwicklung, die gemäß den eingeführten Hierarchieebenen (Vergleich Abbildung 2.2) strukturiert aufbereitet sind. Das Wissensmanagement bildet die Wirkkette von Funktionen und Funktionseigenschaften zu Fahrzeugeigenschaften (Anforderungen) in definierten Bewertungsstufen ab. Somit können sehr früh qualitative Aussagen zu den notwendigen Funktionen getroffen werden. Im Zusammenspiel mit dem Wirkkettenwissen von mechanischen Komponenten zu Fahrzeugeigenschaften, wie in [Mäd12] beschrieben, ist eine Abwägung zwischen konventioneller oder aktiver Systemrealisierung sehr früh möglich. Innerhalb der funktionalen Grundauslegung wird das Wissensmanagementsystem auch zur Modellbildung herangezogen, da es die Entwicklung von effizienten Modellen beschleunigen kann. Eine detaillierte Beschreibung des Wissensmanagementsystems, seiner Struktur und auch von Anwendungsbeispielen ist in Kapitel 3 zu finden.

Die Auslegung der stationären Funktionseigenschaften stellt den Übergang zwischen qualitativen und quantitativen Aussagen dar. Die Detaillierungstiefe wie auch das Anwendungsgebiet sind eingeschränkt gültig. Die Analyse des Zusammenspiels zwischen Funktionen, Fahrzeugeigenschaften, ausgewählten Systemanforderungen und konventionellen Realisierungsmöglichkeiten ist in Verbindung mit [Mäd12], [Rös12] erstmalig möglich. So können in der Zeit volatiler Daten einfache und schnelle Aussagen zu wichtigen Systemanforderungen, wie z. B. maximale Systemkräfte und -momente, getätigt werden. Es werden nur stationäre Aspekte berücksichtigt, und die Modellgenauigkeit darf zugunsten der Schnelligkeit reduziert werden. Ebenso dient das Ergebnis der stationären Funktionsauslegung als Startparametrierung für die Gesamtfahrzeugauslegung. Eine Detaillierung und Anwendungsbeispiele dieses Bausteins finden sich in Kapitel 4.

Ein weiterer Bestandteil, die Modellierung der dynamischen Funktionseigenschaften, enthält Modelle der Funktion, die sowohl die Regelungsfunktion als auch Systemrestriktionen in abstrahierter Form berücksichtigen. Ziel ist neben der Abbildung von stationären und dynamischen Effekten eine möglichst lösungsneutrale Beschreibung der Systemeigenschaften zur Definition von Lastenheftanforderungen (LH). Die Systemregelungsstruktur wie auch die Systemrealisierung, wie z. B. hydraulisch oder elektromechanisch, werden zunächst vernachlässigt. Es werden anhand der Funktion Systemanforderungen definiert, die eine Auswahl der Realisierung sowie der notwendigen Regelungsstruktur ermöglichen. Zu modellierende physikalische Effekte wie auch die Modellierungsart werden durch etablierte Analysen unterstützt und auf Fahrzeugeigenschaftsebene bewertet. Die Systemanforderungen werden möglichst realisierungsunabhängig formuliert und sollten die Funktionseigenschaften des Wissensmanagementsystems abdecken. Im Zusammenspiel mit der Gesamtfahrzeugauslegung können die Systemanforderungen für das Lastenheft bestimmt oder auch die Systemrealisierung ausgewählt werden. Dieses Vorgehen entspricht im weitesten Sinne der klassischen Produktentwicklung nach [PBF⁺05]. Die Methode zur Erstellung von dynamischen Funktionsmodellen wird in Kapitel 5 ausführlich erläutert und anhand von Anwendungsbeispielen gezeigt.

Innerhalb der Gesamtfahrzeugauslegung werden die beiden vorher beschriebenen Elemente eingesetzt. Die Auslegung auf dieser Ebene ist nicht definierbar und hängt im Wesentlichen vom Anwendungsfall ab. Zu ähnlichen Erkenntnissen ist bereits [Mäd12] bei der Komponentenauslegung in Bezug auf die Querdynamik gelangt. Die einzusetzenden Methoden hängen stark vom Anwendungsfall ab. Der Einsatz von numerischen Optimierungsalgorithmen, statistischen Versuchsplänen sowie verbundenen Sensitivitätsanalysen [SBH10], [Han10], [Unt13] oder einem iterativen Vorgehen ist vom Anwender situativ und anwendungsfallspezifisch zu wählen.

Die funktionale Grundausslegung wird abschließend als Ganze in Kapitel 6 für ein Fahrzeugprojekt angewendet. Dort werden auch intensiv die expliziten Vorteile am Anwendungsbeispiel herausgestellt.

Die Stringenz und die Idee der zielgerichteten Entwicklung, die durch die Systematisierung der frühen Entwicklungsphase generiert werden kann, werden auch durch den Einsatz von Modellen mit unterschiedlicher Aussagegüte unterstützt und geführt. Es ist ersichtlich, dass entlang des Entwicklungsprozesses unterschiedliche Modellarten notwendig sind. Beginnend mit einfachen Modellen und den verbundenen Ungenauigkeiten, sollte die Modellierungstiefe unter Berücksichtigung von Echtzeitrandbedingungen mit steigender Entwicklungszeit detailliert werden. Eine Zuordnung von Modelltypen zu den entsprechenden Hierarchieebenen im Vorgehensmodell ist in Abbildung 2.6 dargestellt.

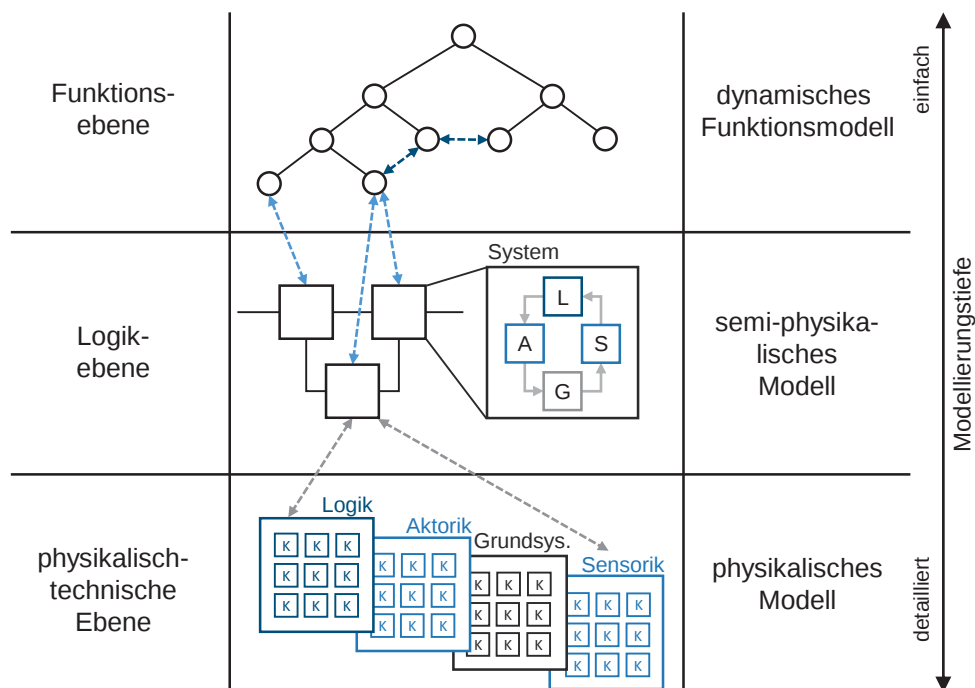


Abbildung 2.6: Modellarten entlang des funktionsorientierten Entwicklungsprozesses

Die neu eingeführte Modellklasse der dynamischen Funktionsmodelle wird in die bestehenden Modellklassen integriert. So werden die dynamischen Funktionsmodelle hauptsächlich auf der Funktionsebene zur Ermittlung der lösungsneutralen Systemanforderungen benutzt. Auf Logikebene sind semi-physikalische Modelle, d. h. Ersatzmodelle auf Basis mechanischer Elemente, notwendig, da die Wahl der Systemregelungsstruktur und der Systemrealisierung von Aktoren, Sensoren und des Grundsystems eine

detailliertere Darstellung voraussetzen. Für ein Zusammenspiel der klassischen Bestandteile eines mechatronischen Systems sollten diese aufeinander abgestimmt werden. Ausgangspunkt für die Auswahl der Regelungsstruktur und der Realisierung stellen die definierten Funktionsanforderungen des dynamischen Funktionsmodells dar. Die Optimierung der Einzelkomponenten kann mithilfe der physikalischen und somit detailliertesten Modelle auf der physikalisch-technischen Ebene geschehen. Der Einsatz dieser Modellarten stützt sowohl den funktionsorientierten als auch zielgerichteten Entwicklungsprozess. Die physikalischen Modelle sind ebenfalls in der Absicherungsphase bzw. Serienentwicklung für Untersuchungen und den Prüfstandsbetrieb einsetzbar.



3 WISSENSMANAGEMENT VON FAHRZEUGREGELUNGSFUNKTIONEN UND FAHRWERKREGELSYSTEMEN

3.1 RAHMENWERK

Das Wissensmanagementsystem dient der Konservierung empirischen sowie simulativen Wissens, das über Jahrzehnte von Experten gesammelt wurde. Dieses Wissen soll in die frühe Konzeptentwicklungsphase einfließen und innerhalb der funktionalen Grundauslegung, wie in Kapitel 2 beschrieben, genutzt werden, um eine effiziente qualitative Bewertung von Fahrzeugregelungsfunktionen und Fahrwerkregelsystemen zu ermöglichen. Der Nutzen für die stationäre Funktionsauslegung (Kapitel 4) und die dynamische Funktionsmodellierung (Kapitel 5) wird in den entsprechenden Kapiteln erläutert.

In Kapitel 2 wird bereits die funktionsorientierte Gliederung (siehe Abbildung 2.2) in Funktion und System bei Fahrwerkregelsystemen eingeführt und erläutert. Dieser Aspekt wird im Wissensmanagementsystem berücksichtigt; das Gesamtkonzept ist in Abbildung 3.1 abgebildet. Es besteht aus den folgenden Elementen:

- Objektivierungswirkkette,
- Funktionswirkkette und
- Systemwirkkette.

An dieser Stelle werden nur die übergreifenden Sachverhalte erläutert. Die Struktur bzw. der Aufbau der unterschiedlichen Wirkketten werden im Verlauf dieses Unterkapitels präsentiert. Die Bewertungsmetrik innerhalb des Wissensmanagements ist eine qualitative Bewertung, die in drei Grundabstufungen vorliegt:

- kein Einfluss,
- relevanter oder
- dominanter Einfluss.

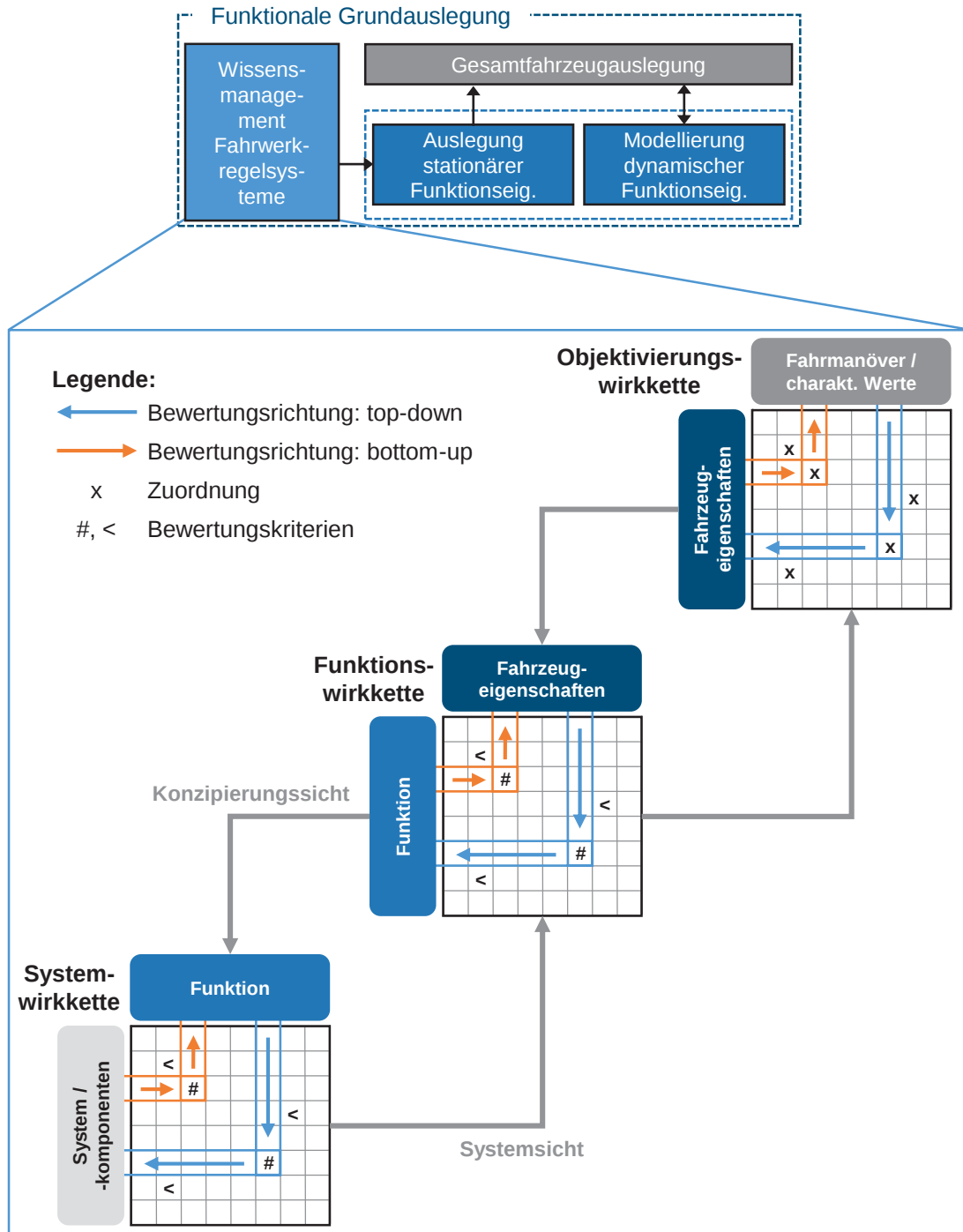


Abbildung 3.1: Struktur des funktionsorientierten Wissensmanagementsystems

Die Bewertungsmöglichkeiten werden auf diese drei Stufen begrenzt, da so die Wissensgenerierung effizient gehalten werden kann und zielgerichtete Diskussionen möglich sind. Es wird eine Funktion bzw. ein System im Funktionsbetrieb vorausgesetzt, d. h. Fehlfunktionen oder Systemfehler werden nicht berücksichtigt. Weiterhin wird nur der direkte Einfluss der Funktion oder des Systems bewertet. Als Beispiel sei die Luftfederung mit ihrer charakteristischen statischen Steifigkeit genannt. Sie beeinflusst das Wankverhalten aufgrund der im Vergleich zur dynamischen Luftfedersteifigkeit reduzierten statischen Steifigkeit. Im Fahrzeug kann mit der Stabilisatorsteifigkeit auf die fehlende Wankabstützung durch die Luftfeder reagiert werden. Eine direkte Beeinflussung ergibt sich aus dem Zusammenhang zwischen dem Wankverhalten des Fahrzeugs und der Luftfeder. Eine indirekte Beeinflussung ist die Auswirkung der höheren Stabilisatorsteifigkeit auf das Kopierverhalten des Fahrzeugs. Indirekte Beeinflussungen werden nicht erfasst und so der Luftfeder zugeordnet. Ergänzend findet die qualitative Bewertung ohne Berücksichtigung der positiven oder negativen Einflussrichtung statt.

Das Wissensmanagementsystem ermöglicht durch seine Aufteilung in Funktions- und Systemwirkkette zwei generelle Sichtweisen auf den Entwicklungsprozess. Die erste Sicht ist die Konzipierungssicht. Sie ist für die Konzeptentwicklungsphase elementar wichtig, da die notwendigen Funktionen top-down aus den gewünschten Fahrzeugeigenschaften bestimmt werden können. In Kombination mit dem von [Mäd12] vorgestellten Wirkketten von mechanischen Komponenten zu Fahrzeugeigenschaften ermöglicht die Funktionswirkkette eine schnelle Methode zur Entscheidung zwischen einer konventionellen oder einer aktiven Lösung. Die zweite Sicht ist die Systemsicht, d. h. eine Bottom-up-Sicht, ausgehend von Systemkomponenten zu den entsprechenden Funktionseigenschaften bzw. Fahrzeugeigenschaften. Diese Sichtweise ist im Wesentlichen während der Serienentwicklungsphase nützlich, da so bei Problemen die komplexe Vernetzung von Systemen über Funktionen zu den Fahrzeugeigenschaften transparent wird. Ein Systemapplikateur kann direkt die Beeinflussung weiterer Fahrzeugeigenschaften bei Veränderung eines Systemparameters erkennen und nachvollziehen.

OBJEKTIVIERUNGSWIRKKETTE

Die Objektivierungswirkkette wird innerhalb von [Mäd12] als Fahrdynamik-Objektivierungswissen eingeführt. Es handelt sich um eine Zuordnung von objektiven charakteristischen Kennwerten (CV) inklusive notwendiger Fahrmanöver zu den subjektiv geprägten Fahrzeugsubeigenschaften. Die Fahrzeugsubeigenschaften stellen eine Detaillierung der übergeordneten Fahrzeugeigenschaften dar. In diesem Fall handelt es sich um eine Zuordnung ohne Gewichtung. Sollte sich über die Entwicklungszeit eine Gewichtung der Kennwerte und Fahrmanöver herausstellen, sollte sie in der Objektivierungswirkkette berücksichtigt werden. Die Struktur der Objektivierungswirkkette ist in Abbildung 3.2 veranschaulicht.

Es handelt sich um eine Matrix mit den Fahrzeugeigenschaften sowie Fahrzeugsubeigenschaften als Matrixzeilen und den Fahrmanövern mit den zugeordneten charakteristischen Werten als Spalten. Die Darstellung erfolgt in Form eines Graphen, wie in Abbildung 3.2 angedeutet.

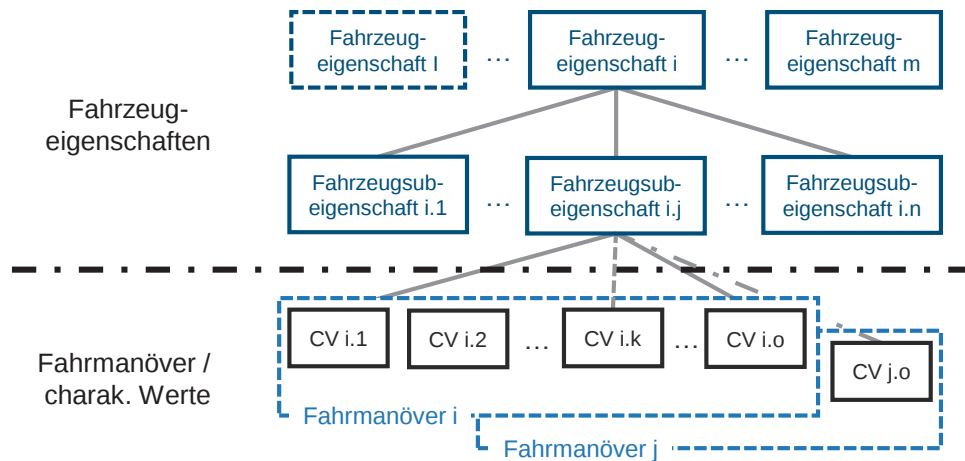


Abbildung 3.2: Struktur der Objektivierungswirkkette

FUNKTIONSWIRKKETTE

Die Funktionswirkkette wird innerhalb dieser Arbeit entwickelt und stellt, wie eingangs erläutert, den Kern für die Konzeptentwicklungsphase dar. Die Spalten der Matrix stellen die Fahrzeugeigenschaften und Fahrzeugsubeigenschaften dar. Die zweite Gliederungsebene, die Funktionen sowie Funktionseigenschaften (siehe Abschnitt 1.4), stellen dabei die Matrixzeilen dar. Die graphische Darstellung der Funktionswirkkettenstruktur ist in Abbildung 3.3 in Form eines Graphen zu sehen.

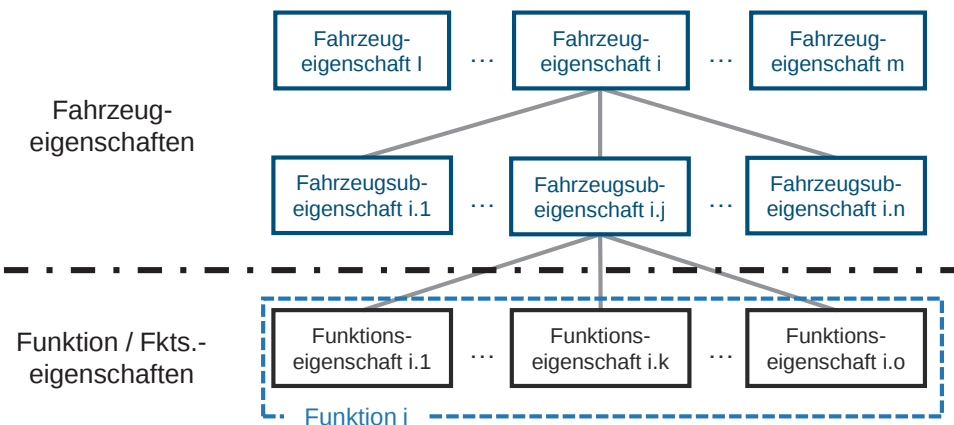


Abbildung 3.3: Struktur der Funktionswirkkette

Die Funktion ist durch Funktionseigenschaften charakterisiert. Diese bieten die Möglichkeit einer detaillierten Einflussanalyse und geben ein Indiz hinsichtlich funktional wichtiger Systemanforderungen. Die Eigenschaften sind lösungsneutral gewählt und setzen keine Systemrealisierung voraus. Somit kann das zur Funktionsumsetzung notwendige System auf Basis der notwendigen Funktionseigenschaften in Form von Anforderungen gewählt werden [PBF⁺05], [Lin09]. Die Funktionseigenschaften haben folgende Kriterien zu erfüllen:

- Die Funktionseigenschaften sind physikalische Größen,

- die Funktionseigenschaftsgrößen sind mess- und quantifizierbar, und
- die Funktionseigenschaften sind lösungsneutral zu erfassen.

Die Wirkkette von Fahrzeugeigenschaften zu Funktionen ermöglicht eine effektive Auswahl der notwendigen Funktionen, die innerhalb des Fahrzeugs berücksichtigt werden müssen. In Kombination mit dem subjektiven Fahrdynamikwissen aus [Mäd12], in dem mechanische Komponenteneigenschaften den Fahrzeugeigenschaften zugeordnet werden, kann so in der frühen Phase eine schnelle Entscheidung erfolgen, ob die Fahrzeugeigenschaftsziele durch konventionelle Komponenten oder aktive Fahrwerkregelsysteme bzw. Fahrzeugregelungsfunktionen erreicht werden sollen. Ein weiterer Vorteil ist die Auswahl der geeignetsten Funktion, da nicht zwingend eine direkte 1:1-Beziehung zwischen der Funktion und der Fahrzeugsubeigenschaft gegeben ist, d. h. eine Funktion kann mehrere Fahrzeugeigenschaften beeinflussen. Eine Fahrzeugsubeigenschaft kann ebenfalls durch mehrere Funktionen beeinflusst werden, d. h. es existiert eine 1:n-Beziehung. Die Zusammenhänge der Physik sollten für den Anwender wie auch den Experten als Grundvoraussetzung zur Nutzung des Wissensmanagements vorausgesetzt werden, da die Interpretation von positiver und negativer Beeinflussung durch den Nutzer erfolgen muss.

SYSTEMWIRKKETTE

Die Systemwirkkette setzt eine Funktionswirkkette voraus. Sie verbindet das System und die Systemkomponenten mit den Funktionen sowie Funktionseigenschaften. Das Systemwissen wird dabei nach der standardisierten Struktur mechatronischer Systeme (siehe Abschnitt 1.4) aufbereitet in folgende Komponenten:

- Aktorik und Grundsystem,
- Logik und
- Sensorik.

Die Struktur der Systemwirkkette ist schematisch in Abbildung 3.4 gezeigt. Mit der System- bzw. Komponentenebene wird die lösungsneutrale Perspektive des Wissensmanagementsystems verlassen, da die Bewertung des Einflusses von Systemkomponenten auf Funktionseigenschaften maßgeblich von der Systemrealisierung abhängt, wie z. B. hydraulische, elektrohydraulische oder elektromechanische Fahrwerkregelsysteme.

Die Funktionseigenschaften können dabei von mehreren Systemkomponenten beeinflusst werden. Ein wichtiger Aspekt ist ebenfalls, dass eine Funktion durch mehrere Systeme dargestellt werden kann. Dieser Zusammenhang ist für die Konzeptentwicklungsphase bedeutend, da im Falle der Notwendigkeit einer Funktion und definierten Systemanforderungen in Form von Funktionseigenschaften auch das entsprechende System oder die notwendigen Systeme ausgewählt werden können. Somit muss auch der Bauraum vorgehalten werden, sofern mehr als ein System zur vollständigen Funktionserfüllung notwendig ist.

Ein Aspekt der Serienentwicklungsphase ist die Analyse des Einflusses von Systemkomponenten über Funktionen auf die Fahrzeugeigenschaften. Wie bereits geschildert,

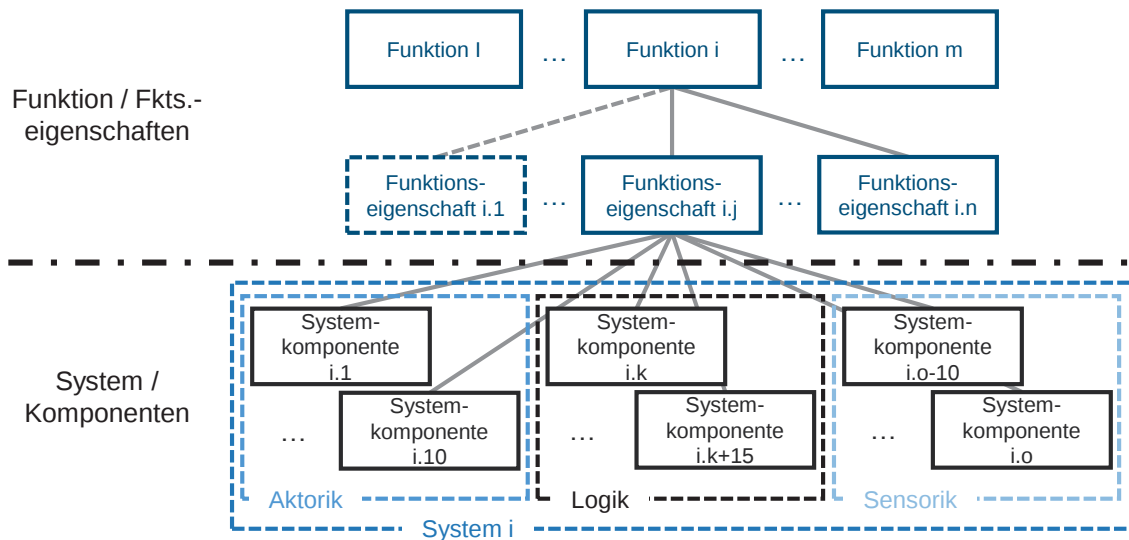


Abbildung 3.4: Struktur der Systemwirkkette

sind die Fahrwerkregelsysteme zunehmend vernetzt und komplex, um ein Maximum an Funktionalität zu gewährleisten. Da diese Vernetzung unübersichtlich wird, kann das Wissensmanagement für Fahrwerkregelsysteme zur Darstellung genutzt werden. Die Matrizen der Funktions- und der Systemwirkkette haben die gleiche Zeilen- bzw. Spalten-dimension, wie in Abbildung 3.1 dargestellt. Dies ermöglicht eine Kombination zwischen Systemeigenschaften und -komponenten und den entsprechenden Fahrzeugeigenschaften. Somit können die Auswirkungen von Systemveränderungen auf die Fahrzeugebene transferiert werden.

3.2 WIRKZUSAMMENHÄNGE DER ADAPTIVEN NIVEAUREGULIERUNGSFUNKTION

Die Funktion adaptive Niveauregulierung ist in die Kategorie der quasistatischen Funktionen einzusortieren, die in Abhängigkeit der Beladung einen Niveauegleich sicherstellt. Somit stehen die Systemeigenschaften der Luftfederung, die zur Umsetzung der Niveaueinstellung benutzt wird, in diesem Anwendungsbeispiel im Fokus. Die Niveauregulierung basiert auf einem Höhenstandsabgleich des Fahrzeugs, die bei einer Abweichung einen Luftmassenstrom in die Luftfeder über einen Kompressor pumpt und so den Luftfederdruck solange adaptiert, bis die Abweichung egalisiert ist. Somit sind die Eigenschaften der adaptiven Niveauregulierungsfunktion stark an Charakteristika der Luftfeder gebunden. Die Unterscheidung zwischen Funktions- und Systemebene sowie eine Systembeschreibung sind in Abbildung 3.5 verdeutlicht.

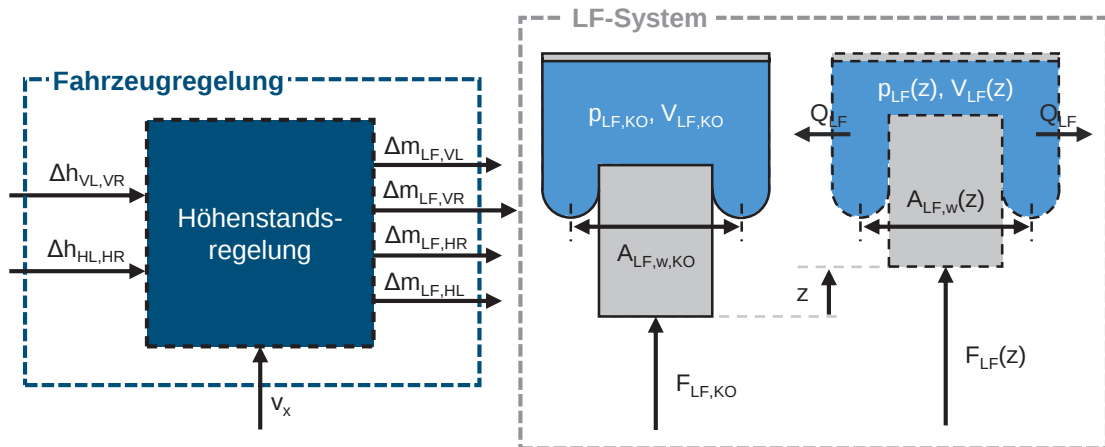


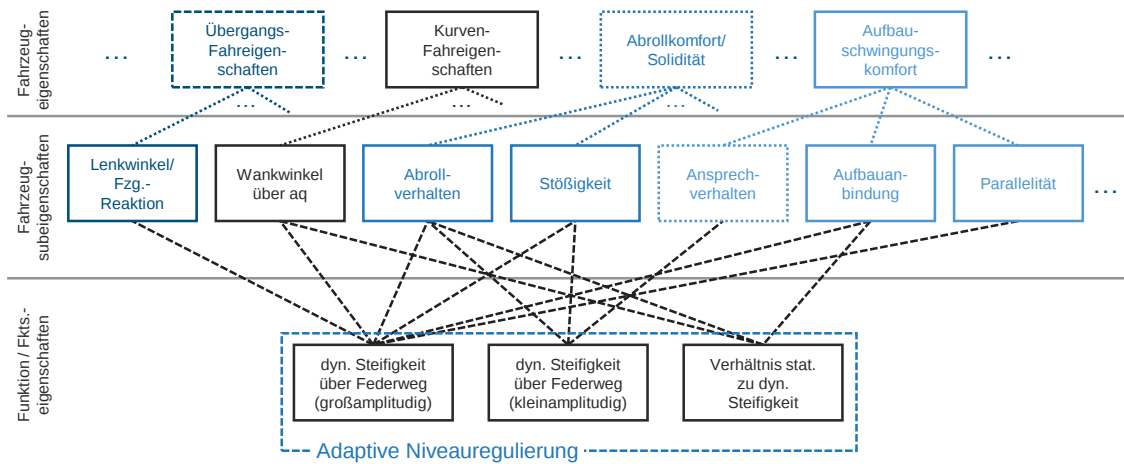
Abbildung 3.5: Struktur der Fahrzeugregelungsfunktion adaptive Niveauregulierung und des Luftfedersystems (LF-System)

Wie bereits erklärt, orientieren sich die Funktionseigenschaften stark an den übergreifenden Systemeigenschaften der Luftfeder. Die Eigenschaften zur Charakterisierung der Funktion adaptive Niveauregulierung lassen sich wie folgt definieren:

- Dynamische Steifigkeit über Federweg bei großamplitudiger Anregung,
- dynamische Steifigkeit über Federweg bei kleinamplitudiger Anregung und
- Verhältnis zwischen statischer und dynamischer Steifigkeit über dem Federweg.

Mittels dieser drei Eigenschaften lassen sich die wesentlichen Charakteristika erfassen. Aus dem Steifigkeitsverhältnis und den dynamischen Steifigkeiten über dem Federweg lassen sich sowohl die statische als auch die dynamische Luftfederkraft berechnen. Die Unterscheidung zwischen klein- und großamplitudiger Anregung berücksichtigt eine mögliche Verhärtung, das sogenannte Harshness-Verhalten, und die damit verbundene Verschlechterung der Komforteigenschaften einer Niveauregulierung. Die Schnelligkeit spielt dabei eine untergeordnete Rolle, da der Niveaue Ausgleich ein quasi-statischer Prozess ist. Ein Ausschnitt der Funktionswirkkette ist in Abbildung 3.6 gezeigt.

Nachfolgend werden exemplarische Wirkzusammenhänge hervorgehoben und erläutert. Die Funktion beeinflusst im Wesentlichen die Komforteigenschaften des Fahrzeugs, aber auch die Kurven-Fahreigenschaften. Die Übergangs-Fahreigenschaften werden nur sehr gering über das Steifigkeitsniveau beeinflusst. Die dynamische Steifigkeit bei kleinen Amplituden wirkt sich auf das Ansprechverhalten des Fahrzeugs aus, da gerade bei diesen Fahrzeugsubeigenschaften das Fahrzeugverhalten bei kleinen Anregungsamplituden beurteilt wird. Es ist entscheidend für die initiale Bewegung des Fahrzeugaufbaus, und eine Versteifung der Luftfeder bei diesen kleinen Anregungsamplituden führt zu einer Verschlechterung des Fahrkomforts. Die dynamische Steifigkeit bei großen Amplituden und auch das Steifigkeitsverhältnis wirken sich insbesondere auf die Aufbauanbindung aus. Der Wankwinkel über der Querschleunigung ist maßgeblich von der statischen Steifigkeit abhängig. Weitere Zusammenhänge können dem Auszug in Abbildung 3.6 entnommen werden.



Legende:

- Dominanter Einfluss
- Relevanter Einfluss
- Zuordnung Eigenschaft / Subeigenschaft

Abbildung 3.6: Ausschnitt des Funktionswirkkettengraphen adaptive Niveauregulierung

Die zugehörige Systemwirkkette einer 1-Achs-Luftfeder ist in Abbildung 3.7 abgebildet. Es handelt sich ebenfalls um einen Ausschnitt des Graphen. Weitere Luftfederrealisierungsmöglichkeiten und Informationen können in [Ise06], [Geb10], [HEG11], [WR06] nachgeschlagen werden. Die Unterteilung in Aktorik-, Sensorik- und Logikkomponenten ist durch die Rahmenart gekennzeichnet. Ebenso lassen sich innerhalb der Systemkomponenten eigene Klassen finden, wie z. B. die Balgeigenschaften.

Das System Luftfeder ist im Wesentlichen durch das Luftfedervolumen und die Konturierung des Abrollkolbens gekennzeichnet. Die Luftfeder besitzt eine Volumen- und eine Flächenfederrate [PP09], [PPW10], die maßgeblich das Steifigkeitsverhältnis zwischen statischer und dynamischer Steifigkeit wie auch das Gesamtsteifigkeitsniveau einer Luftfeder bestimmen. Je höher das verfügbare Luftfedervolumen, desto niedriger ist die resultierende Steifigkeit. Das Luftfedervolumen steht in einer direkten Abhängigkeit zu dem benötigten Bauraum für dieses System. Hinsichtlich der Konturierung lässt sich die Steifigkeit über eine positive Konturierung erhöhen, d. h. der Kolbendurchmesser der Luftfeder vergrößert sich mit positivem Weg. Entsprechend führt eine negative Konturierung zu einer Steifigkeitsreduktion. Die Balgeigenschaften besitzen nur einen geringen Anteil an der Luftfedersteifigkeit bei größeren Amplituden, aber bestimmen zu einem großen Teil das Harshness-Verhalten der Luftfeder und somit die kleinamplitudige dynamische Steifigkeit. Der Balg wird durch seine Dicke, das Material und die Rollfaltenbreite bestimmt. Diese drei Komponenten sind für die verrichtete Walkarbeit innerhalb der Rollfalte der Luftfeder verantwortlich. Je dicker die Balgausführung und je kleiner die Rollfaltenbreite, desto höher ist der Luftfederwiderstand, eine Federbewegung bei kleinsten Anregungen auszuführen. Dies führt zu einer steigenden Steifigkeit, die sich negativ auf den Fahrkomfort auswirkt. Einen wichtigen Einfluss hat auch die Luftfederkonturierung in Kombination mit dem Balg, da je nach Konturierung die Anfederneigung der Luftfeder beeinflusst werden kann. Zielführend ist es, den Konturierungswinkel in der Konstruktionslage möglichst gering zu halten und so gute Voraussetzungen für eine

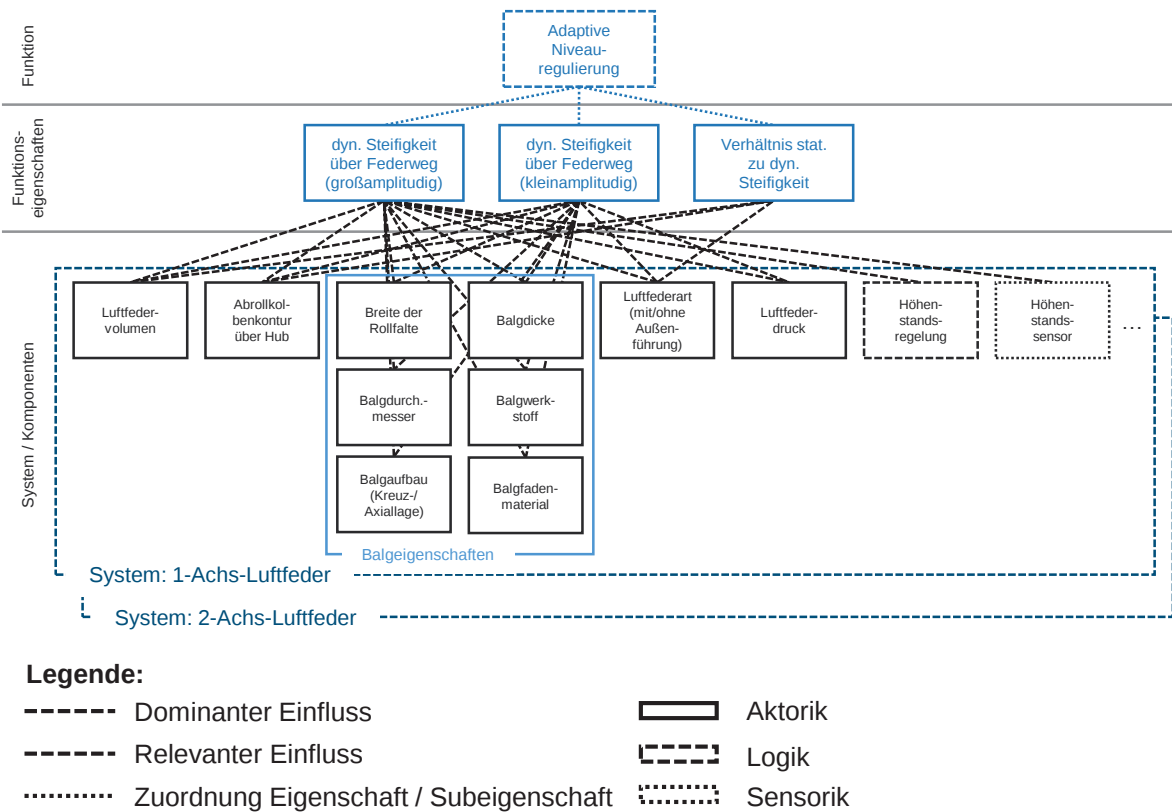


Abbildung 3.7: Ausschnitt des Systemwirkkettengraphen 1-Achs-Luftfeder

komfortable Luftfeder zu schaffen. Weitere Zusammenhänge werden nicht detailliert erläutert, können jedoch Abbildung 3.7 entnommen werden.

3.3 WIRKZUSAMMENHÄNGE DER AKTIVEN WANKSTABILISIERUNGSFUNKTION

Die Funktion der aktiven Wankstabilisierung gehört zur klassischen Funktionskategorie mit dynamischen wie auch statischen Eigenschaften. Einen Überblick über die Fahrzeugregelungsfunktion gibt Abbildung 3.8. Es findet eine Begrenzung auf die Fahrfunktionen statt. Überwachungs- sowie Initialisierungsfunktionen werden vernachlässigt.

Die Fahrzeugregelung und damit die Funktion aktive Wankstabilisierung besteht aus drei Elementen: Zunächst dem Beobachtermodell, das in Abhängigkeit von Fahrzeugzuständen eine voreilende Querschleunigung berechnen kann. Hiermit können mögliche Systemträgheiten kompensiert und eine schnellere Funktionsreaktion ermöglicht werden. Im zweiten Teil wird in Abhängigkeit der Querschleunigung das zu stellende Gesamtmoment der Funktion bestimmt. Es handelt sich dabei um eine modellbasierte Vorsteuerung, in der ein Sollwankwinkel hinterlegt werden kann. Der dritte Teil der Fahrfunktion ist die Verteilung des Momentes zwischen Vorder- und Hinterachse in Abhängigkeit von den Fahrzuständen. Aus der Momentenverteilung und dem Gesamtmoment ergeben sich die einzelnen Stellmomente pro Stabilisator. Bei einem hydraulischen System können unter Berücksichtigung von Umrechnungsfaktoren die

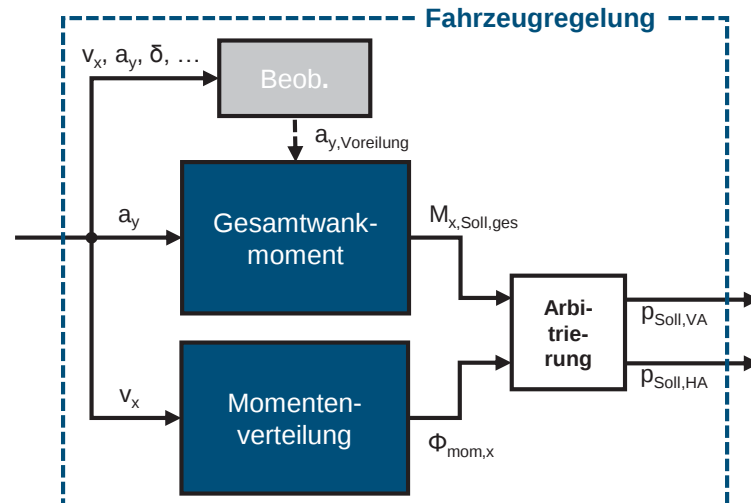


Abbildung 3.8: Struktur der Fahrzeugregelungsfunktion aktive Wankstabilisierung

geforderten Solldrücke für das System an der Vorder- bzw. der Hinterachse bestimmt werden.

Das Blockschaltbild eines hydraulischen aktiven Stabilisators (ARS) einer Achse ist in Abbildung 3.9 exemplarisch gezeigt [KBB⁺00], [JBB⁺01]. Weitere Informationen zu diesem System sind in [HEG11], [WR06], [SG04] zu finden.

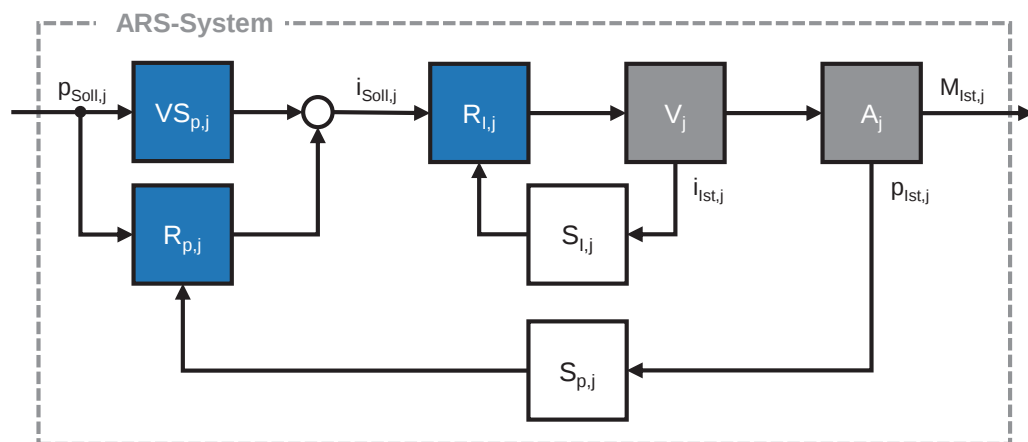


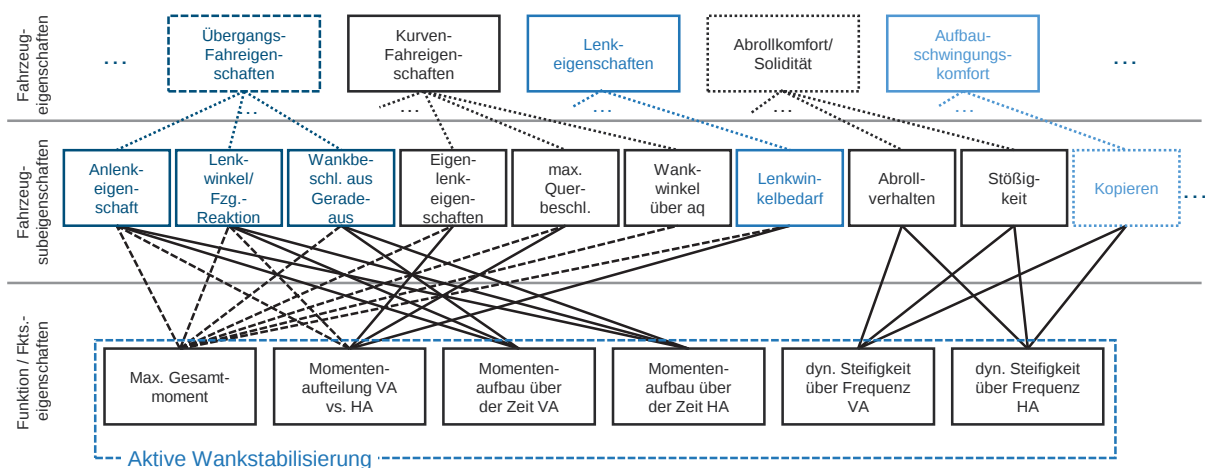
Abbildung 3.9: Systemdarstellung des hydraulischen aktiven Wankstabilisators

Die Regulationsstruktur des Druckreglers ist der klassische Zwei-Freiheitsgrad-Regler mit der Druckvorsteuerung $VS_{p,j}$ und dem PI-Regler für den Druck $R_{p,j}$ als erste Reglerkaskade. Die unterlagerte Reglerkaskade bildet ein PI-Regler $R_{l,j}$ zur Regelung des Ventilstroms. Die entsprechenden Druck- ($S_{p,j}$) und Stromsensoren ($S_{l,j}$) werden zur Regelung benötigt. Die Aktorik A_j ist ein hydraulischer Schwenkmotor, über dessen Verdrehung mithilfe der Stabilisatorhälften ein entsprechendes Systemmoment $M_{Ist,j}$ generiert wird.

Die Funktionsweise der aktiven Wankstabilisierung ist durch folgende Eigenschaften gekennzeichnet:

- dem maximalen Gesamtmoment,
- der Momentenaufteilung zwischen Vorderachse und Hinterachse,
- dem Momentenaufbau über der Zeit an Vorderachse sowie Hinterachse und
- der dynamischen Steifigkeit über der Frequenz sowohl für die Vorderachse als auch die Hinterachse.

Die Eigenschaften ergeben sich durch die Analyse des Führungs- und des Störgrößenverhaltens des Systems. Die Eigenschaften werden auf einer lösungsneutralen Ebene definiert, so dass sie für ein hydraulisches oder elektromechanisches System [BOT⁺10], [Kra10] zum Einsatz kommen können. Die ersten beiden Funktionseigenschaften ergeben sich aus der Funktion selbst. So spielen das maximale Moment wie auch die Momentenverteilung auf das System an Vorderachse und Hinterachse eine wesentliche Rolle. Die Eigenschaften des Momentenaufbaus über der Zeit beinhaltet die Systembandbreite, die zur Umsetzung der Funktionsanforderung notwendig ist. Hierbei spielen die Regelungsstruktur wie auch die Aktorikeigenschaften keine Rolle, da eine Anforderung an das Gesamtsystem formuliert wird. Dies entspricht dem Führungsverhalten des Systems. In Anbetracht des Störverhaltens muss die dynamische Versteifung des Systems über der Frequenz als Funktionseigenschaft mitbetrachtet werden. Diese Eigenschaft leistet einen großen Beitrag zur Verbesserung des Fahrkomforts. Somit konnten die wichtigen Eigenschaften für die Funktion aktive Wankstabilisierung definiert werden. Abbildung 3.10 zeigt einen Ausschnitt des Graphen für die Funktion aktive Wankstabilisierung.



Legende:

- Dominanter Einfluss
- Relevanter Einfluss
- Zuordnung Eigenschaft / Subeigenschaft

Abbildung 3.10: Ausschnitt des Funktionswirkkettengraphen aktive Wankstabilisierung

Es ist unmittelbar ersichtlich, dass diese Funktion sowohl die Querdynamik- als auch die Vertikaldynamikeigenschaften eines Fahrzeugs beeinflussen kann. Die Fahrzeugsubeigenschaften, wie z. B. Wankbeschleunigung aus Geradeaus wie auch Wankwinkel über der Querbewegung, sind die Kerndisziplinen der Funktion aktive Wankstabilisierung. Daher spielen das maximale Gesamtmoment zur Reduzierung des Wankwinkels wie auch der zeitliche Aufbau dieses Momentes eine dominante Rolle bei der Unterdrückung der Wankbeschleunigung und der Steigerung des Fahrverhaltens. Betrachtet man die Momentenverteilung, so stellt man fest, dass über das degressive Reifenverhalten unter Radaufstandskräften [MW04] das Eigenlenkverhalten und auch der Lenkradwinkelbedarf durch die Funktion beeinflusst werden können. Eine Verteilung des Momentes zur Vorderachse führt zu höheren Radaufstandskräften, die unter Berücksichtigung des Reifenverhaltens in einer kleineren Seitenkraft der gesamten Achse enden. Somit stellt sich ein untersteuerndes Fahrzeugverhalten ein. Die dynamische Steifigkeit beeinflusst die hochfrequenten Komfortkriterien wie Stößigkeit und Kopieren. Bei diesen Anregungsarten sollte die Stabilisatorsteifigkeit möglichst minimal sein, um so das Komfortverhalten zu verbessern. Weitere Abhängigkeiten sind in Abbildung 3.10 zu sehen.

Die Systemwirkkette wird exemplarisch für einen hydraulischen aktiven Wankstabilisator erläutert und in Abbildung 3.11 gezeigt. Auch im Fall der Systemwirkkette für die aktiven Wankstabilisatoren lassen sich unterschiedliche Eigenschafts- bzw. Komponentenklassen finden, wie z. B. Pumpen- oder Ventileigenschaften. Die Druckvorsteuerung inklusive der Druckregelung wirkt sich sowohl auf das maximale Gesamtmoment, die Momentenverteilung als auch den zeitlichen Momentenaufbau aus. Die ersten beiden Abhängigkeiten beruhen auf der stationären Genauigkeit des Reglers. Ist diese nicht gegeben, so kann weder das maximale Moment noch die Verteilung eingehalten werden. Der Aspekt des zeitlichen Momentenaufbaus ist letztlich von der Struktur als auch der Applikation des Systemreglers abhängig. Der PI-Regler ermöglicht z. B. die Kompensation von langsamen Streckenanteilen und ist mithilfe der Vorsteuerung auch hinsichtlich des Energiebedarfs optimierbar. Die wirksame Fläche des Schwenkmotors beeinflusst das maximale Moment, da sich das Moment bei einem gegebenen Druck aus einer Multiplikation mit der Fläche ergibt. Insgesamt haben auch die Leckagen einen nennenswerten Einfluss und führen zu einer Verschlechterung des Systemwirkungsgrades. Weitere Systemwirkketten können dem Ausschnitt in Abbildung 3.11 entnommen werden.

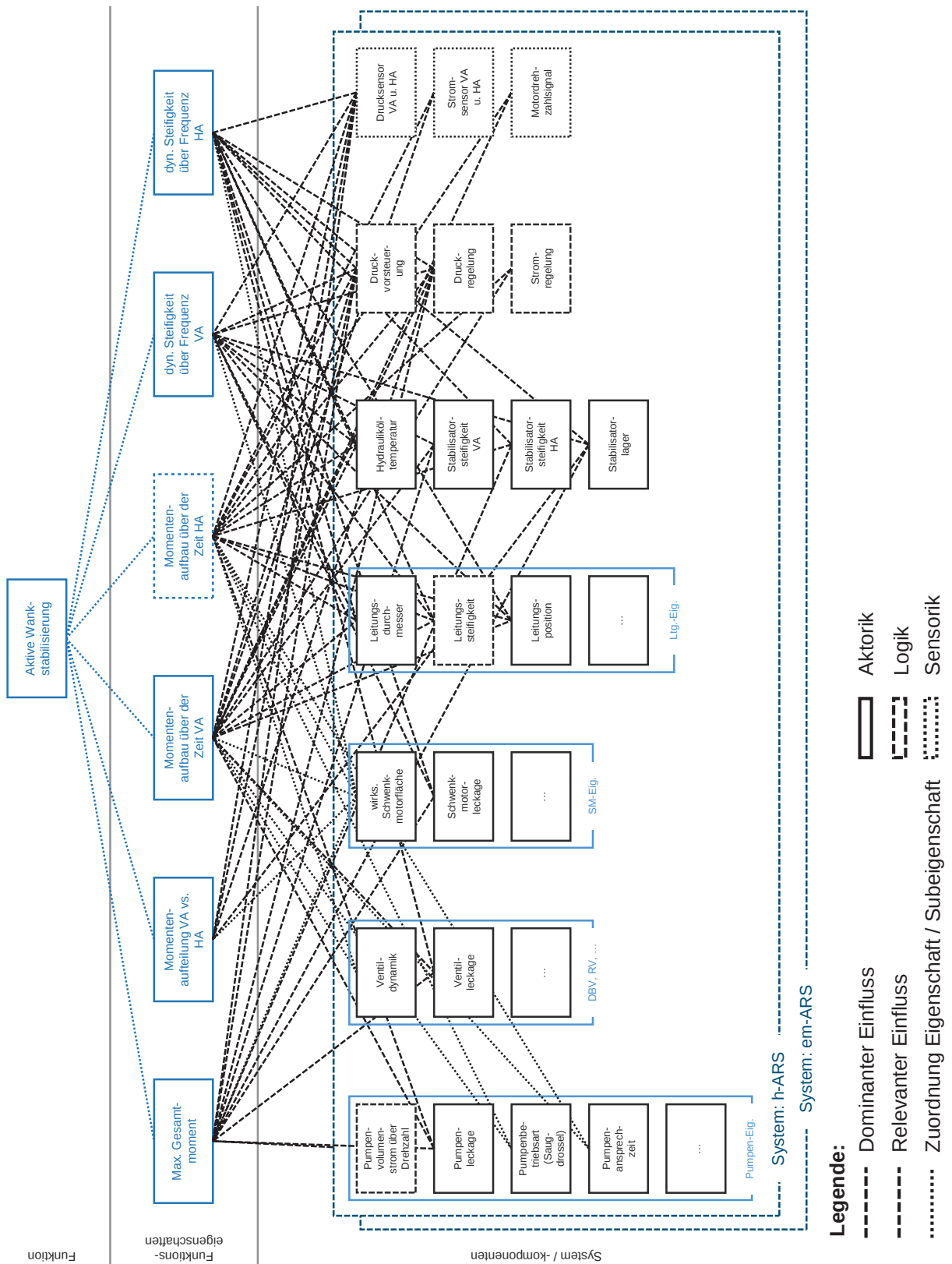


Abbildung 3.11: Ausschnitt des Systemwirkkettengraphen aktiver Wankstabilisator (ARS)

3.4 WIRKZUSAMMENHÄNGE DER ADAPTIVEN AUFBAUBEDÄMPFUNGSFUNKTION

Beginnend mit der Funktions- und Systembeschreibung, ist in Abbildung 3.12 die Fahrzeugregelung bzw. -funktion dargestellt. Der Kern dieser Funktion ist der sogenannte Sky-Hook-Regler für Hub-, Wank- und Nickbewegungen des Fahrzeugs [KCH74], [JBE⁺08]. Ergänzend existieren weitere Ereignisfunktionen, die in Abhängigkeit von Fahrzeugzuständen aktiv werden. Ein Beispiel für eine solche Ereignisfunktion ist z. B. eine Funktion zur Erhöhung der Raddämpfung und zur Unterdrückung der Radschwingungen. Die geforderten Sollgrößen werden nach dem Maximum-Prinzip bewertet, d. h. die höchste Sollanforderung wird durchgeleitet, um einen sicheren Fahrzustand zu gewährleisten. Im Anschluss erfolgt die geometrische Transformation auf alle vier Fahrzeugecken, bevor mithilfe eines inversen Dämpferkennfelds der Sollstrom für die jeweiligen Ventile bestimmt wird. Die Stromschnittstelle stellt somit die Grenze zwischen Funktion und System dar. Die vorhandenen Beobachter dienen der Beladungsschätzung sowie entsprechender Adaption der Applikation, der Bestimmung von Straßenverhältnissen und auch der Dämpfergeschwindigkeitsschätzung [Frö08].

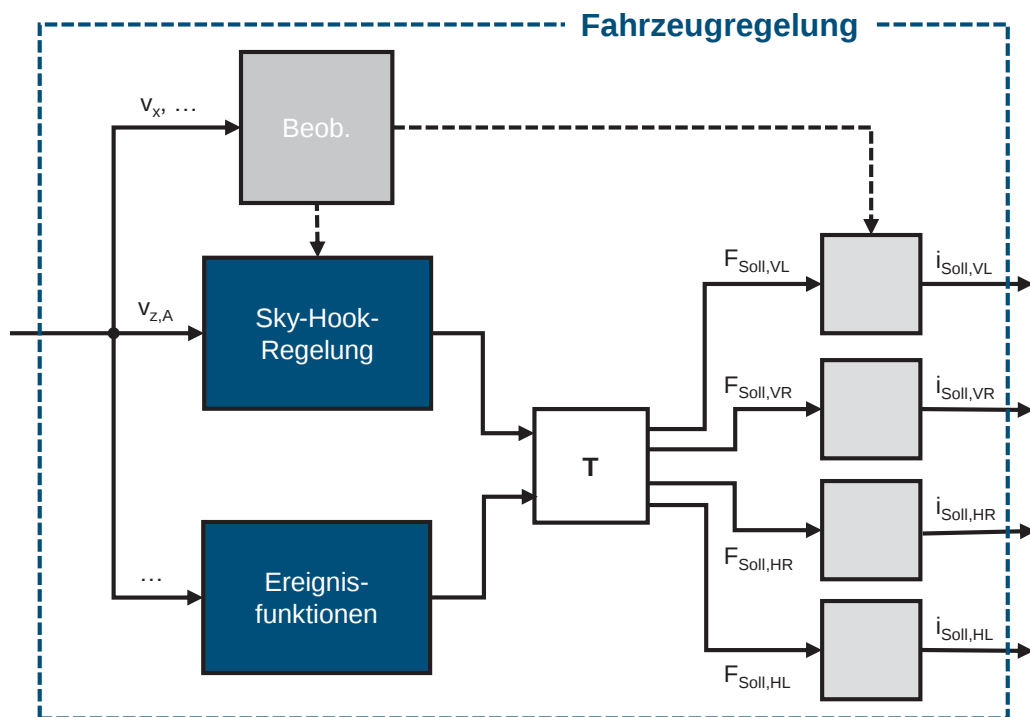


Abbildung 3.12: Struktur der Fahrzeugregelung adaptive Aufbaubedämpfung (VDC)

Das Verstelldämpfersystem besteht aus einem konventionellen Dämpfer, der über ein bis zwei weitere Ventile je nach Ausführungsart verfügt [JBE⁺08]. Ein Blockschaltbild des Verstelldämpfers ist in Abbildung 3.13 dargestellt.

Der Stromregler $R_{i,j}$ des Ventils wird meist als PI-Regler [CLL⁺07] ausgeführt und regelt den geforderten Ventilstrom der Funktion ein. Der konstruktive Aufbau des Dämpfers sowie der Ventile ist in [CK97] gezeigt.

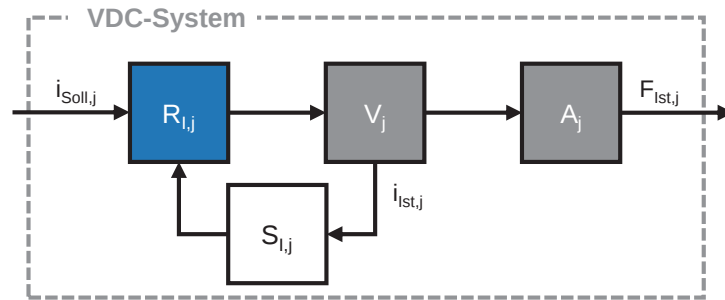


Abbildung 3.13: Systemdarstellung des semiaktiven Verstelldämpfers

Die Funktion adaptive Aufbaubedämpfung dient der Dissipation von Bewegungsenergie des Aufbaus. Damit sorgt die Funktion für eine Aufbauberuhigung bzw. Komfortmaximierung. Folgende wesentlichen Eigenschaften charakterisieren diese Funktion und die Systemrealisierung:

- Weichkennlinie (Kraft) über Geschwindigkeit,
- Verhältnis hart-weich,
- Verhältnis Zug-Druck,
- Kraftaufbau über der Zeit an der Vorderachse,
- Kraftaufbau über der Zeit an der Hinterachse,
- Reibung um Null (kleine Geschwindigkeiten) und
- Krafthysterese.

Ein Teil der aufgeführten Eigenschaften ist zum besseren Verständnis in Abbildung 3.14 schematisch dargestellt. Die Kraftspreizung wird über die Eigenschaften „Weichkennlinie (Kraft) über Geschwindigkeit“ und den beiden Verhältnissen „hart-weich“ und „Zug-Druck“ beschrieben. Die Beschreibungsart ist einem Verstelldämpferkennfeld nachempfunden. Die Beschreibungsform ist jedoch auch in der Lage, das Kennfeld eines aktiven Systems abzubilden. Hierzu sind die bereits genannten Verhältnisse auf Eins zu setzen. Der Kraftaufbau über der Zeit für das jeweilige System ist auch für diese Funktion sinnvoll, da es die Kraftumsetzung zwischen Soll- und Istgröße beschreibt. Zwei weitere Eigenschaften betreffen die Reibung um Null und die Krafthysterese. Die Reibung um Null ist entscheidend für das initiale Losbrechen, und die Krafthysterese spiegelt die Gesamtreibung wider.

Der Zusammenhang zwischen Funktionseigenschaften der adaptiven Aufbaubedämpfung und Fahrzeugeigenschaften ist ausschnittsweise in Abbildung 3.15 dargestellt. Hierbei wirkt sich das Kraftkennfeld, abgebildet über die Eigenschaften „Weichkennlinie (Kraft) über Geschwindigkeit“ sowie den Verhältnissen „hart-weich“ und auch „Zug-Druck“, sowohl in den Fahrzeugsubeigenschaften Aufbauanbindung als auch Wankbeschleunigung aus Geradeaus dominant aus. Insbesondere wird in diesen Fahrzeugeigenschaften die maximale Dämpferkraft genutzt, um den Aufbau zu beruhigen. Im Fall des Abrollverhaltens wird die minimale Kraft zur Isolation des Fahrzeugaufbaus vor

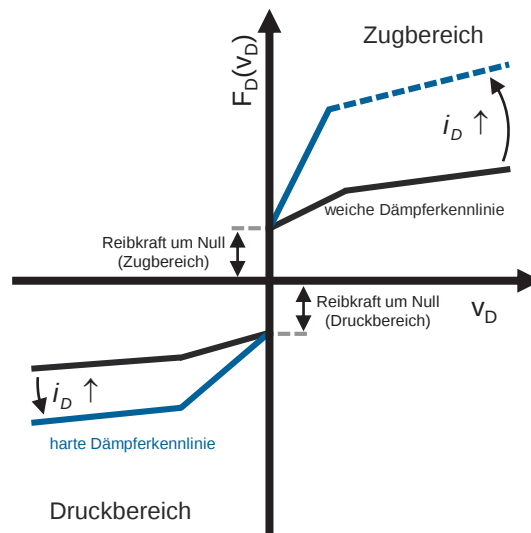


Abbildung 3.14: Qualitative Darstellung der Funktionseigenschaften der adaptiven Aufbaubedämpfung

Störeinträgen im mittenfrequenten Frequenzbereich genutzt. Die Dynamikeigenschaften der Funktion wirken sich insbesondere bei den sprungförmigen Anregungen wie Stößigkeit, Prelligkeit und Wankbeschleunigung aus Geradeaus aus. Hier muss die Funktion möglichst schnell die angeforderte Kraft umsetzen können, um eine optimale Funktionalität zu gewährleisten. Krafthysterese und Reibung wirken sich eher bei den kleinamplitudigen und hochfrequenten Straßenanregungen aus. Dies spiegeln die Fahrzeugeigenschaften Ansprechverhalten und Abrollverhalten wider.

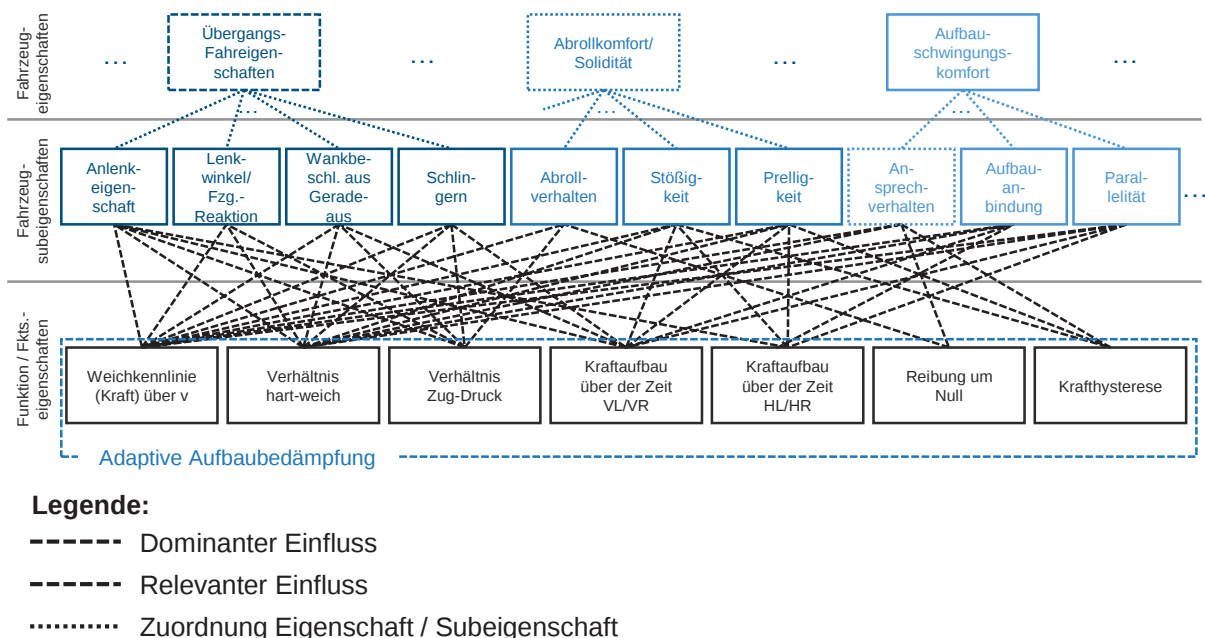


Abbildung 3.15: Ausschnitt des Funktionswirkkettengraphen adaptive Aufbaubedämpfung

Die Systemwirkkette wird exemplarisch für einen semiaktiven Verstelldämpfer mit zwei externen Ventilen (VDC2) in Abbildung 3.16 gezeigt. Weitergehende Informationen zu dem Verstelldämpfersystem sind in [lse06], [Geb10], [HEG11] und [WR06] zu finden.

Die Ventildynamik wirkt sich über den Ventilwiderstand, die Ventilinduktivität und die Ventilschiebermasse auf die Funktionsdynamik aus. Weiterhin können durch die Applikationsparameter des Stromreglers (PI-Reglerstruktur) der Kraftaufbau und somit die Dynamik des Systems beeinflusst werden. Die Ventilbestückung bzw. -beplattung der externen Ventile wie auch der Kolben- und der Bodenventile bestimmen das gesamte Kraftkennfeld des Dämpfers. So kann unmittelbar auf die Weichkennlinie, aber auch auf die Verhältnisse von hart-weich wie auch Zug-Druck Einfluss genommen werden. Die Dämpferausführung als Ein- oder Zwei-Rohr-Dämpfer bewirkt unterschiedliche Betriebsdrücke und eine Veränderung der hydraulischen Dämpferkapazität. Der Betriebsdruck bedingt die Verwendung eines anderen Dichtungspaketes und hat damit Rückwirkungen auf die Reibung und die Krafthysterese des Dämpfers. Der Betriebsdruck wie auch die Kolbenstangendimension bestimmen die Gasausschubkräfte des Verstelldämpfers. Weitere Abhängigkeiten der Systemkomponenten, wie z. B. das Hydrauliköl, sind in dem Ausschnitt in Abbildung 3.16 gezeigt.

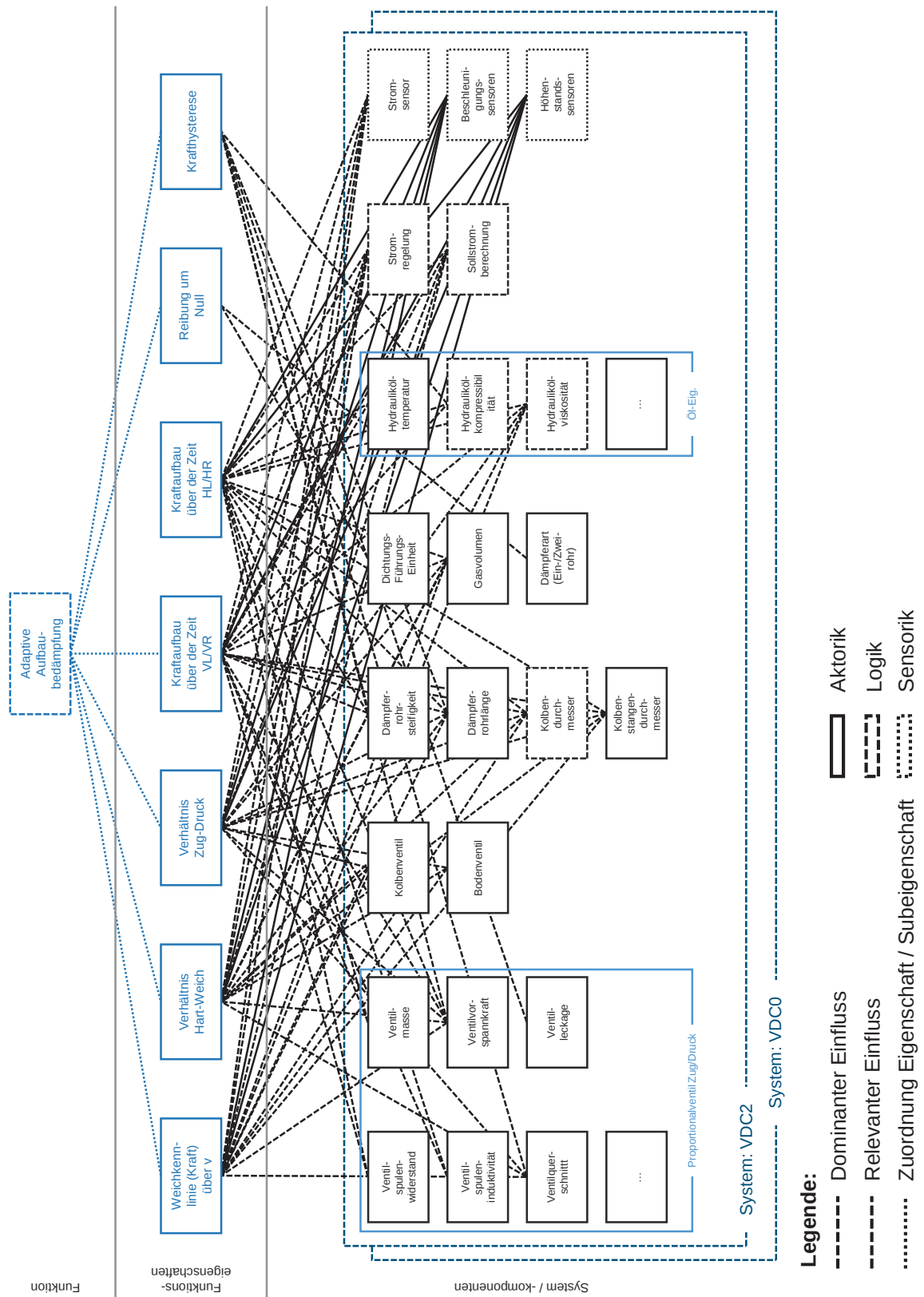


Abbildung 3.16: Ausschnitt des Systemwirkkettengraphen semiaktiver Verstelldämpfer (VDC)

4 AUSLEGUNG DER STATIONÄREN FUNKTIONSEIGENSCHAFTEN

4.1 METHODIK

Ein erster Ansatz zur systematischen Funktionsauslegung lässt sich in [SZP⁺13] zur Auslegung einer Luftfeder finden. Zur weiteren Entwicklung eines generischen Vorgehens für die Auslegung der stationären Funktionseigenschaften dient dieser Ansatz als Grundlage.

Das Auslegungsziel ist die Ermittlung von Funktionsanforderungen anhand von vorgegebenen Fahrzeugzieleigenschaften in der frühen Entwicklungsphase. Ein Einführungsbeispiel für die Idee sind die Vorgabe einer Aufbaueigenfrequenz für das Fahrzeug und die Ermittlung der notwendigen Federsteifigkeit zur Erreichung der gewünschten Fahrzeugeigenschaft bei einer gegebenen Fahrzeugmasse.

Die Methodik gliedert sich in die Elemente Zieleigenschaft und Grundauslegung. Der Bereich Zieleigenschaft umfasst die Vorgabe von direkten Fahrzeugeigenschaften oder Funktionsparametern zur Beeinflussung des Fahrzeugverhaltens. Eine Zieleigenschaft kann somit eine gewünschte Fahrzeugaufbaueigenfrequenz oder ein gewünschter Applikationsparameterverlauf wie z. B. Wankwinkel über Querschleunigung innerhalb der Modellvorsteuerung sein. Die Grundauslegung beinhaltet die Modelle und das Vorgehen zur Funktionsauslegung sowie -bewertung wie auch zur Eigenschaftsbewertung auf Fahrzeugebene mittels vereinfachter Fahrzeugmodelle. Insgesamt handelt es sich um ein iteratives Vorgehen, da in der frühen Entwicklungsphase mit einer hohen Anzahl an variierenden Parametern gerechnet werden muss (siehe Abbildung 2.4) und eine schnelle Bewertbarkeit vorausgesetzt wird. Die Vorgehensweise zur Bestimmung der stationären Funktionseigenschaften wird in Abbildung 4.1 dargestellt. Ein generisches Vorgehen zur Entwicklung der beiden Bausteine Zieleigenschaft und Grundauslegung wird im Folgenden ausführlich erläutert. Die aufgeführten Schritte der Vorgehensweise zur Parametermodellentwicklung für Zieleigenschaften sowie zur Grundauslegung stellen den Idealprozess dar und können im jeweiligen Anwendungsfall bedarfsgerecht angepasst werden. Erst nach erfolgter Entwicklung kann eine Auslegung der stationären Funktionseigenschaften mit definierten Bausteinen erfolgen.

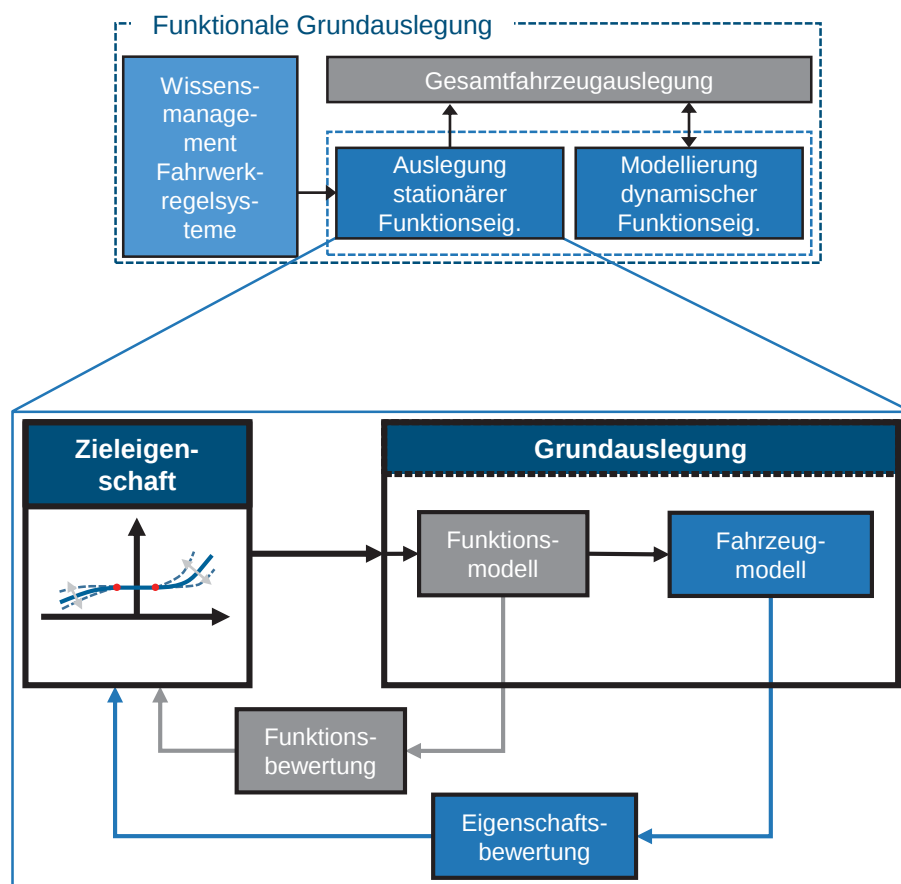


Abbildung 4.1: Struktur zur Auslegung der stationären Funktionseigenschaften

ZIELEIGENSCHAFT

Das Vorgehen zur Entwicklung eines Parametermodells zur Festlegung und zur iterativen Veränderung der Zieleigenschaft ist in Abbildung 4.2 dargestellt. Mithilfe des Parametermodells für die Zieleigenschaft ist die Vorgabe des gewünschten Fahrzeugverhaltens oder eine Veränderung des Funktionssollverhaltens möglich. Die einzelnen Schritte aus Abbildung 4.2 werden im Folgenden erläutert und die notwendigen Werkzeuge eingeführt. Es handelt sich dabei um ein zweistufiges Vorgehen auf Funktionseigenschafts- und Fahrzeugeigenschaftsebene, da die Eigenschaften der Funktion eine erste Bewertungsmöglichkeit für die Parametermodellgüte liefern. Die endgültige Festlegung der Parametermodellierung erfolgt jedoch durch die Validierung auf Fahrzeugeigenschaftsebene, weil ein gewünschtes Fahrzeugverhalten gefordert wird und so die Abweichung des Fahrzeugverhaltens gegenüber dem Referenzverhalten innerhalb der spezifischen Genauigkeitsgrenzen liegt. Die Genauigkeitsverluste durch den Einsatz von Parametermodellen während der Auslegung der stationären Funktionseigenschaften sollten möglichst gering gehalten werden. Generell wird der Leitsatz: „so einfach wie möglich und so genau wie nötig“ zu modellieren, berücksichtigt [Neu90].

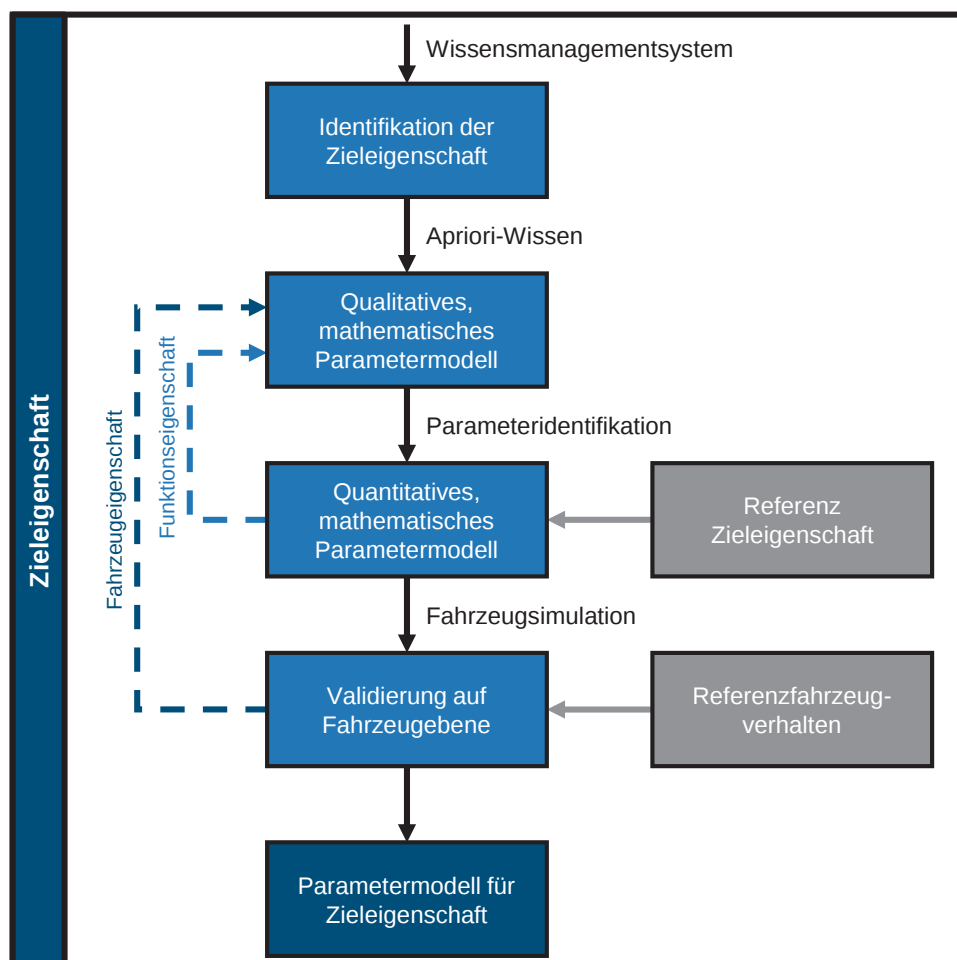


Abbildung 4.2: Zweistufiges Vorgehen zur Parametermodellentwicklung für die Zieleigenschaft

Die Identifikation der Zieleigenschaft kann mithilfe des in Kapitel 3 vorgestellten Wissensmanagementsystems erfolgen. Innerhalb dieses Systems sind beispielsweise die Abhängigkeiten von Fahrzeugeigenschaften zu Funktionen dargestellt. Somit kann mithilfe von Vernetzungsanalysen [Mäd12] die maßgebliche Funktionseigenschaft ermittelt werden.

Sofern die Funktionseigenschaft identifiziert werden kann, ist die Ableitung eines qualitativen, mathematischen Parametermodells zur Beschreibung dieser Eigenschaft möglich. Ein Produktdatenmanagementsystem (PDM) [Sto08] ist ein hilfreiches Werkzeug für die Ableitung eines solchen Modells. Hierbei kann die Funktionseigenschaft fahrzeugklassenübergreifend analysiert werden. Im Anschluss werden identifizierte, charakteristische Eigenschaftsmerkmale in eine mathematische Beschreibungsform übersetzt.

Der folgende Schritt zum quantitativen, mathematischen Parametermodell erfolgt mittels einer Parameteridentifikation. Hierzu kann ein analytischer Zusammenhang oder ein Optimierungsalgorithmus genutzt werden, der die eingeschlossene Fläche zwischen Parametermodell F_{para} und Funktionseigenschaftsreferenz F_{ref} minimiert. Die mathematische Beschreibung der Gütefunktion im Fall einer Optimierung lautet:

$$J(x) := \min \left(\sum_{i=1}^k [F_{ref,i}(x) - F_{para,i}(x)]^2 \cdot \Delta x \right). \quad (4.1)$$

Die Identifikation des Parametermodells wird für eine Stichprobenanzahl n an Zieleigenschaften durchgeführt, um so die Gültigkeit des Parametermodells über verschiedene Fahrzeugklassen sicherzustellen. Eine erste Bewertung des Modells kann mittels zweier Kriterien erfolgen:

- Der maximalen prozentualen Abweichung $K_{Eig,1}$ zwischen Referenzverhalten und Parametermodell sowie
- der gemittelten prozentualen Abweichung $K_{Eig,2}$ zwischen Referenzverhalten und Parametermodell.

Das erste Kriterium $K_{Eig,1}$ dient der Bewertung des Parametermodells und spiegelt den schlechtesten Fall als singulären Zustand wider. Es berechnet sich wie folgt:

$$K_{Eig,1} := \max \left(\frac{|F_{ref}(z) - F_{para}(z)|}{F_{ref}(z)} \cdot 100 \right). \quad (4.2)$$

Die mittlere prozentuale Abweichung $K_{Eig,2}$ ermöglicht eine Bewertung des Approximationsverlaufes, da die maximale Abweichung auch an nicht relevanten Stellen für die Fahrzeugbewertung auftreten kann. Die Berechnungsvorschrift lautet:

$$K_{Eig,2} := \frac{1}{m} \sum_{j=1}^m \left(\frac{|F_{ref,j}(z) - F_{para,j}(z)|}{F_{ref,j}(z)} \cdot 100 \right). \quad (4.3)$$

Nach erfolgreicher Bewertung auf Funktionseigenschaftsebene sind die Validierung und Bewertung auf Fahrzeugeigenschaftsebene notwendig. Die Fahrzeugvalidierung wird über eine Fahrzeugstichprobenanzahl n durchgeführt, um so Allgemeingültigkeit und Übertragbarkeit zu bestätigen. Mittels dieser Validierungsschleife werden die endgültige Modellierung des Parametermodells festgelegt und die Reduktion der Aussagegüte auf Fahrzeugebene durch den Einsatz des Parametermodells bestimmt. Die Bewertung auf dieser Ebene erfolgt durch den Vergleich von fahrmanöverspezifischen charakteristischen Kennwerten zwischen Referenzfahrzeugverhalten und Fahrzeugverhalten inklusive Parametermodell, d. h. die Kennwertanzahl variiert je nach dem Fahrmanöver, das zur Validierung herangezogen wird. Abschließend erfolgt eine statistische Auswertung über die Fahrzeugstichprobenanzahl.

Sofern die Genauigkeitsforderung für die Fahrzeugstichprobenanzahl diverser Fahrzeugklassen erfüllt ist, wird das entwickelte Parametermodell für die Funktionsauslegung verwendet. Zusammenfassend ist das mathematische Parametermodell der Zieleigenschaft systematisch aus den Fahrzeug- und den Funktionseigenschaften ableitbar.

GRUNDAUSLEGUNG

Der zweite Teil der Funktionsauslegung umfasst die Grundauslegung. Das Ziel der Grundauslegung besteht in der Ermittlung und der Bewertung der stationären Funktionseigenschaften gemäß der Zieleigenschaftsvorgabe durch das Parametermodell. Neben der Bewertung auf Funktionsebene ist auch eine Bewertung des resultierenden Fahrzeugverhaltens durch den Einsatz vereinfachter Fahrzeugmodelle möglich. Das generische Vorgehen zur Entwicklung einer Funktionsauslegung wie auch des benötigten Fahrzeugmodells ist in Abbildung 4.3 dargestellt. Auch bei der Grundauslegung wird der Aspekt der Zweistufigkeit mit der Validierung auf Funktionseigenschafts- und Fahrzeugeigenschaftsebene aufgegriffen.

Zunächst wird mit der iterativen Entwicklung des Funktionsmodells begonnen. Hierzu werden die notwendigen Fahrzeugregelfunktionen für das jeweilige stationäre Fahrmanöver identifiziert. Im Anschluss wird die Funktion auf die notwendigen Elemente vereinfacht und mit einem Referenzverhalten auf Funktionseigenschaftsebene validiert. Die Vereinfachungen innerhalb des Funktionsmodells werden somit analog dem Vorgehen zur Parametermodellentwicklung auf Fahrzeugeigenschaftsebene validiert und somit final festgelegt.

Das fehlende Fahrzeugmodell zur Bewertung der Fahrzeugeigenschaft wird im zweiten Schritt entwickelt. Das Ziel ist, ein möglichst einfaches Fahrzeugmodell zur Bewertung der Funktion zu entwickeln. Ein detailliertes Fahrzeugmodell stellt dabei die Basis für die Analysen im Zeit- oder im Frequenzbereich dar. Ausgehend von diesem Modell, werden die Vereinfachungen durchgeführt und bewertet. Zum Beispiel können Fahrzeugparameter als konstante Werte oder durch eine Linearisierung des jeweiligen Parameters angenähert werden. Ein vereinfachtes Fahrzeugmodell kann gegebenenfalls nur eine einfache Übertragungsfunktion oder ein physikalisches Modell umfassen. Der Detaillierungsgrad sowie die Modellierungsart stehen in Abhängigkeit von der jeweiligen Fragestellung und werden funktionspezifisch entwickelt. Eine generische Aussage zur Modellgüte lässt sich nicht formulieren, aber das einfache Fahrzeugmodell muss

die Eigenschaftsdifferenzierung zwischen verschiedenen Fahrzeugsegmenten ermöglichen. Somit wird weiterhin nach dem bereits genannten Modellierungsleitsatz das vereinfachte Fahrzeugmodell entwickelt.

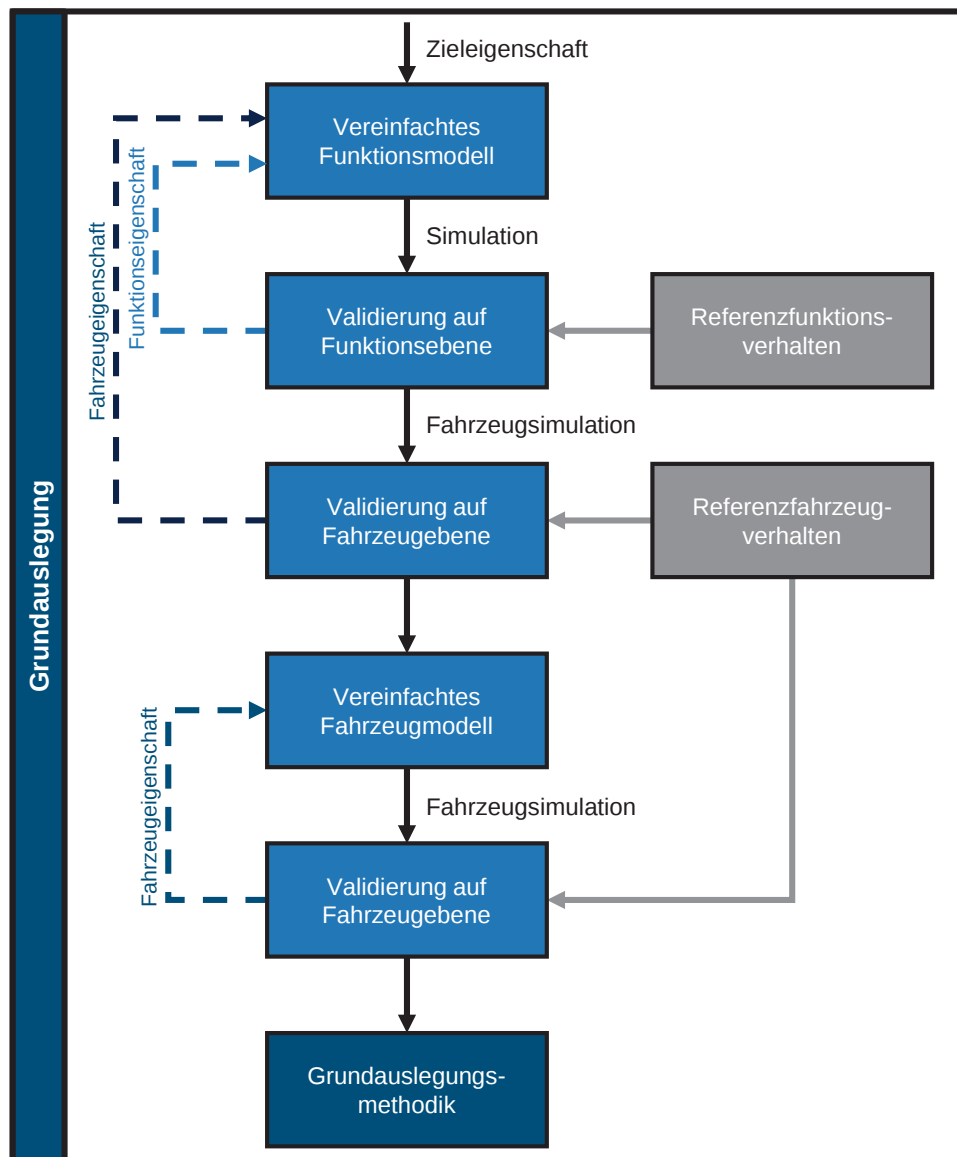


Abbildung 4.3: Zweistufiges Vorgehen zur Entwicklung der Grundausslegung

4.2 ADAPTIVE NIVEAUREGULIERUNGSFUNKTION

Die in Abschnitt 4.1 vorgestellte Vorgehensweise zur Bestimmung der stationären Funktionseigenschaften wird auf die adaptive Niveauregulierungsfunktion angewendet. Diese Funktion hat eine Sonderstellung, da sich die Regelung quasi-statisch verhält und im Vergleich zu anderen Fahrzeugfunktionen keine dynamischen Anteile besitzt. Das Funktionsverhalten der adaptiven Niveauregulierung beeinflusst die vertikaldynamischen Fahrzeugeigenschaften, wie z. B. die Aufbauanbindung. Dabei ermöglicht sie ein komfortables Fahrwerk durch bewusst niedrig gewählte Schwingzahlen, da die

Bodenfreiheit über die Niveauregulierung auch im Fall einer Beladung aufrechterhalten werden kann [HEG11], [Geb10], [Ise06], [WR06].

Mithilfe des Wissensmanagementsystems kann die Luftfedersteifigkeit als bestimmende Funktionseigenschaft identifiziert werden, da, wie bereits in der Funktionswirkkette erläutert, eine enge Verknüpfung mit den Systemeigenschaften der Luftfeder gegeben ist. Eine Luftfeder besitzt aufgrund des kompressiblen Luftvolumens eine frequenzabhängige Steifigkeit. Hierbei wird zwischen statischer Steifigkeit bei Anregungen von ca. 0,01 Hz und dynamischer Steifigkeit bei Anregungen von 1 Hz unterschieden [PP09], [PPW10]. Bei höherfrequenten Anregungen findet keine weitere Versteifung der Luftfeder statt. Da Fahrzeugaufbaueigenfrequenzen typischerweise im Bereich von 1 Hz bis 1,5 Hz liegen, ist für die Vorgabe einer gewünschten Aufbaueigenfrequenz in Form einer Schwingzahl die dynamische Luftfedersteifigkeit relevant. Ein qualitativer dynamischer Steifigkeitsverlauf ist in Abbildung 4.4 dargestellt.

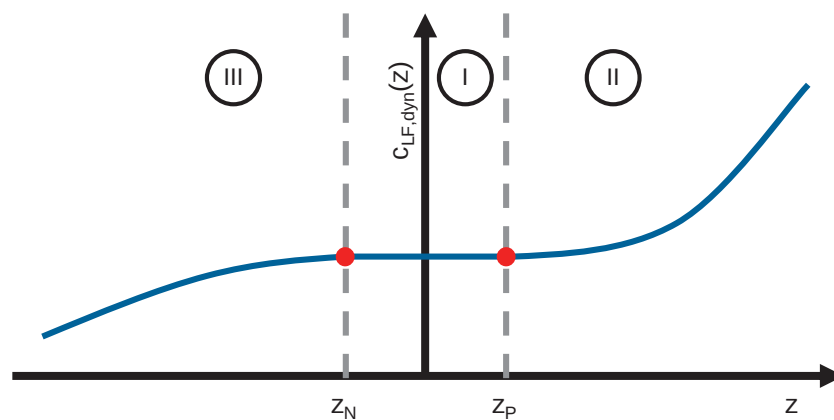


Abbildung 4.4: Qualitativer Verlauf der dynamischen Luftfedersteifigkeit bei 1 Hz über dem Federhub

Im qualitativen Verlauf lassen sich drei charakteristische Bereiche für die dynamische Luftfedersteifigkeit $c_{LF,dyn}(z)$ über dem Einfederweg z identifizieren:

- Bereich I: Steifigkeitsplateau im Intervall $[z_N, z_P]$ um die Konstruktionslage $z = 0$
- Bereich II: Ein progressiv zunehmender Steifigkeitsverlauf über dem Einfederweg $z > z_P$
- Bereich III: Ein progressiv fallender Steifigkeitsverlauf über dem Ausfederweg $z < z_N$

Die Breite des Steifigkeitsplateaus wie auch der Steifigkeitsverlauf über Ein- und Ausfederweg sind von der konstruktiven Luftfederausführung abhängig. Je nach Gestaltung von Luftfederabrollkolben und -volumen ist der Verlauf der dynamischen Steifigkeit variierbar [Ise06], [Geb10], [HEG11], [WR06]. Hinsichtlich der Eigenschaft ist ein konstantes Steifigkeitsplateau um die Konstruktionslage wünschenswert, da so bei kleinen Anregungsamplituden der Straße keine Steifigkeitsunterschiede im Fahrzeug spürbar sind. Die Luftfeder verhält sich wie eine klassische Stahltragfeder.

Als nächster Schritt erfolgt die Übersetzung der identifizierten charakteristischen Merkmale des dynamischen Steifigkeitsverlaufes in ein qualitatives, mathematisches Modell.

Die Analyse verschiedener Verläufe dynamischer Luftfedersteifigkeiten ergibt, dass sich das Luftfederverhalten bei Ein- wie auch Ausfederung durch eine nichtlineare Funktion approximieren lässt. Die Approximation erfolgt über eine abschnittsweise definierte Funktion mit den linearen Anteilen b_1 , b_3 und den exponentiellen Anteilen b_2 , b_4 mit den Exponenten n_1 , n_2 . Somit kann folgende mathematische Beschreibung für den dynamischen Steifigkeitsverlauf auf Basis der Luftfedersteifigkeit in der Konstruktionslage $c_{LF,dyn,KO}$ definiert werden:

$$c_{LF,dyn,para}(z) = \begin{cases} c_{LF,dyn,KO} + b_1 (z - z_P) + b_2 (z - z_P)^{n_1}, & z > z_P \\ c_{LF,dyn,KO}, & z_N \leq z \leq z_P \\ c_{LF,dyn,KO} + b_3 (z - z_N) + b_4 (z - z_N)^{n_2}, & z < z_N \end{cases} \quad (4.4)$$

Im Anschluss an die Identifikation einer qualitativen Beschreibungsmöglichkeit für die dynamische Luftfedersteifigkeit ist eine Überprüfung der Approximationsgüte notwendig. Somit ist der Übergang vom qualitativen zum quantitativen Parametermodell mittels der Parameteridentifikation möglich. Im vorliegenden Anwendungsbeispiel wird die dynamische Luftfederkraft als Referenzverhalten für die Parameteridentifikation mittels Optimierungsalgorithmus herangezogen. Die dynamische Luftfederkraft ergibt sich aus dem Integral der dynamischen Steifigkeit $c_{LF,dyn}$ und der Berücksichtigung der Anfangsbedingungen $F_{LF,dyn,KO}$:

$$F_{LF,dyn}(z) := \int c_{LF,dyn}(z) dz + F_{LF,dyn,KO}. \quad (4.5)$$

Das Gütekriterium des Optimierungsalgorithmus für die Parameteridentifikation lautet dementsprechend:

$$J(z) := \min \left(\sum_{i=1}^k [F_{LF,dyn,ref,i}(z) - F_{LF,dyn,para,i}(z)]^2 \cdot \Delta z \right). \quad (4.6)$$

Ein exemplarisches Ergebnis ist in Abbildung 4.5 dargestellt. Die dynamische Luftfederkraft des komplexen Referenzmodells kann mittels des mathematischen Parametermodells aus Gleichung 4.4 bis auf minimale Abweichungen im Bereich $z = [-0,04, -0,02]$ m über den gesamten Federweg z sehr gut approximiert werden.

Die Allgemeingültigkeit des mathematischen Parametermodells für die dynamische Luftfedersteifigkeit (Gleichung 4.4) ist noch offen. Wie eingangs in Abschnitt 4.1 erwähnt, wird die Parameteridentifikation auf weitere Fahrzeuge, d. h. Fahrzeugklassen und Luftfederausführungen, zur Überprüfung der Allgemeingültigkeit des Parametermodells angewendet. Insgesamt wird im Fall der adaptiven Niveauregulierungsfunktion eine Stichprobenanzahl von $n = 14$ Fahrzeugen analysiert. Das Analyseergebnis wird in Form eines sogenannten Boxplots zusammengefasst. Abbildung 4.6 zeigt das Ergebnis für das Parametermodell der Luftfedersteifigkeit anhand der genannten Kriterien (CV), maximale prozentuale Kraftabweichung $F_{LF,dyn,max}$ (Gleichung 4.2) und gemittelte prozentuale Kraftabweichung $F_{LF,dyn,gem}$ (Gleichung 4.3), auf Funktionsebene.

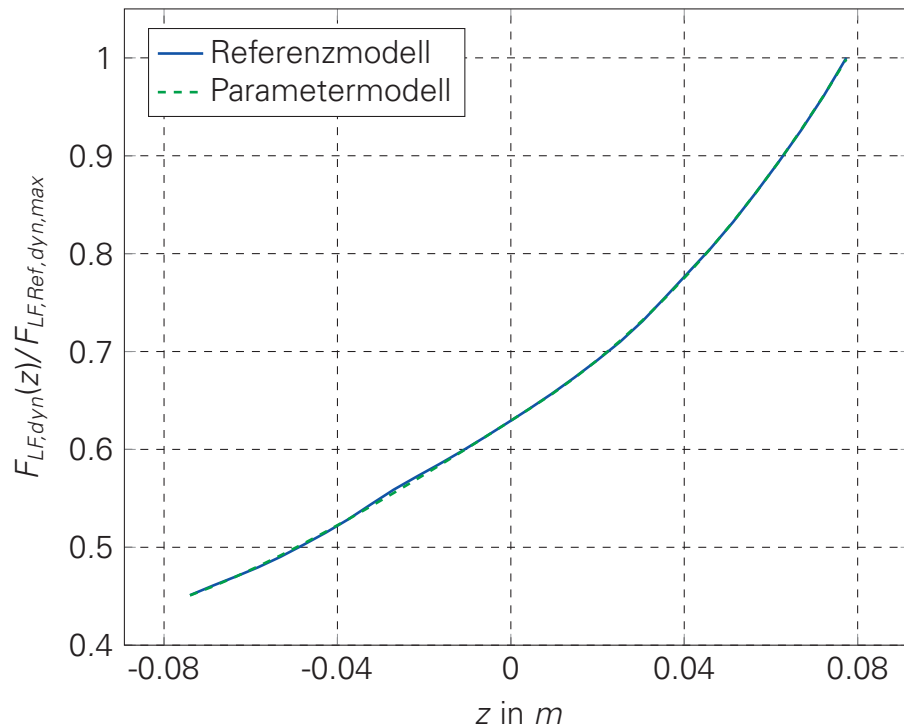


Abbildung 4.5: Exemplarisches Identifikationsergebnis für das mathematische Parametermodell der dynamischen Luftfedersteifigkeit

Der Boxplot lässt sich folgendermaßen interpretieren:

- Der minimale Wert der Stichproben ist durch den linken Whisker gekennzeichnet,
- der maximale Wert der Stichproben ist durch den rechten Whisker gekennzeichnet,
- die blaue Linie stellt den Median der Stichproben dar, und
- die grau hinterlegte Box spannt den Bereich zwischen dem unteren und dem oberen Quartil der Stichproben auf, d. h. innerhalb dieser Box befinden sich 50 % der Stichproben.

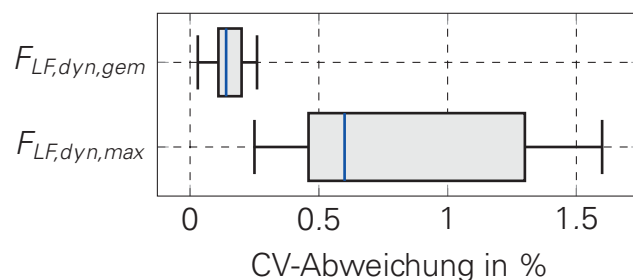


Abbildung 4.6: Analyseergebnis des mathematischen Luftfederparametermodells auf Funktionseigenschaftsebene

Die Ergebnisse in Abbildung 4.6 bestätigen das singuläre Ergebnis in Abbildung 4.5. Im ersten Schritt liegt der Fokus auf der maximalen prozentualen Kraftabweichung $F_{LF,dyn,max}$. Hierbei liegen drei Viertel der Fahrzeuge im Intervall von 0,45 % bis 1,3 %. Somit kann die dynamische Luftfederkraft über das Parametermodell aus Gleichung 4.4

sehr gut approximiert werden. Ergänzend wird die gemittelte Kraftabweichung über dem Federweg als Gütekriterium herangezogen. Es lässt sich auch hierbei feststellen, dass der Kraftverlauf sehr gut approximiert wird. Es liegen 75 % der Stichproben innerhalb des Intervalls zwischen $F_{LF,dyn,gem} = [0, 11, 0, 2] \%$. Die maximale Abweichung im gemittelten Kennwert beträgt lediglich 0,26 %. Somit kann das Parametermodell auf Funktionseigenschaftsebene bestätigt werden. Abschließend erfolgt die Validierung auf Fahrzeugebene, da dieser Abgleich die finale Bestätigung oder gegebenenfalls die Änderung des Parametermodells bedeuten kann.

Für die Fahrzeugvalidierung wird ein nichtlineares Viertelfahrzeug, wie in [MW04], [HEG11], [Rös12], [SZP⁺13] ausführlich dargestellt, verwendet. Das Viertelfahrzeugmodell bildet den vertikalen Hubfreiheitsgrad des Fahrzeugs ab und beinhaltet folgende Nichtlinearitäten:

- nichtlineare dynamische Luftfederkräfte,
- nichtlineare Zusatz- und Zuganschlagfedern,
- nichtlineare Stützlagersteifigkeit und -dämpfung sowie
- nichtlineare Dämpferkräfte.

Als vertikales Straßenanregungssignal dient ein kontinuierliches Sinussignal mit logarithmisch steigender Frequenz von 0,1 Hz bis 20 Hz mit konstanter vertikaler Straßenanregungsgeschwindigkeit. Die Geschwindigkeitsamplituden sind real vermessenen Straßenverhältnissen [MW04], [Rös12] nachempfunden und dienen als Ersatzanregung. Das Fahrmanöver und die zugehörigen objektiven Kennwerte werden ausführlich in Abschnitt 1.5 erklärt.

Ein Beispiel für die Validierung des Parametermodells auf Fahrzeugebene ist in Abbildung 4.7 unter Berücksichtigung des Identifikationsergebnisses aus Abbildung 4.5 dargestellt. Es handelt sich dabei um den Aufbau- und den Radamplitudengang für die vertikale Anregungsgeschwindigkeit $v_{z,3}$.

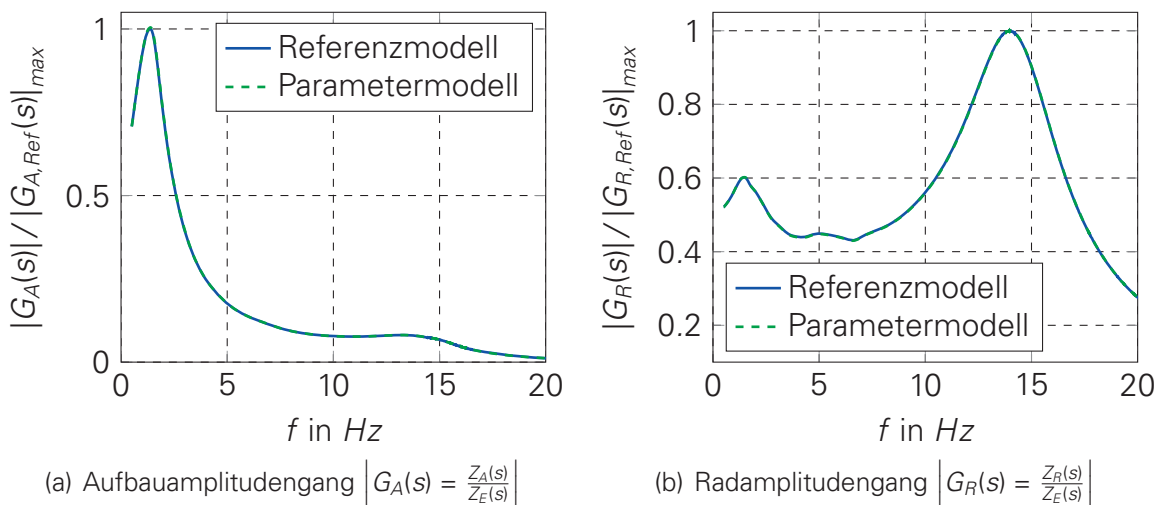


Abbildung 4.7: Exemplarischer Aufbau- $|G_A(s)|$ und Radamplitudengang $|G_R(s)|$ bei einer Vertikalgeschwindigkeitsanregung $v_{z,3}$ auf Fahrzeugeigenschaftsebene

Aufgrund der sehr geringen Unterschiede innerhalb der Kraftapproximation in Abbildung 4.5 stimmen die Ergebnisse auch auf Fahrzeugebene erwartungsgemäß sehr gut überein. Aufbau- und Radamplitudengang liegen nahezu aufeinander. Somit unterscheiden sich auch die zugehörigen charakteristischen Kennwerte wie Aufbau-, Radeigenfrequenz, Aufbau- und Radüberhöhung nur minimal. Ein Rückschluss von diesem singulären Ergebnis auf die Gesamtheit aller Fahrzeuge ist nicht zulässig. Daher wird das Validierungsergebnis der weiteren Fahrzeuge in Abbildung 4.8 für die maximale Anregungsgeschwindigkeit $v_{z,3}$ (siehe Abschnitt 1.5) dargestellt. Zur Gesamtvalidierung sind Fahrzeuge der oberen Mittelklasse, der Oberklasse sowie Geländewagen herangezogen worden. Die Dämpferabstimmung bleibt fahrzeugspezifisch und wird innerhalb der Validierung nicht verändert. Die Beschränkung auf die maximale Anregungsgeschwindigkeit stellt den wichtigsten Fall dar, da sich bei dieser Anregungsart die maximalen Federwege ergeben.

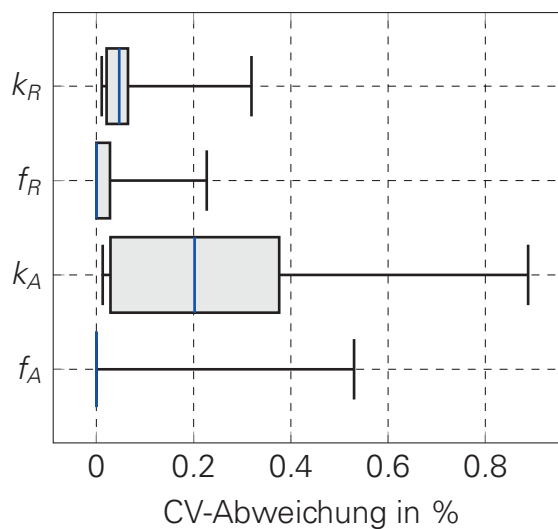


Abbildung 4.8: Analyseergebnis des mathematischen Luftfederparametermodells auf Fahrzeugeigenschaftsebene

Die Ergebnisse in Abbildung 4.8 zeigen, dass die dynamische Luftfederkraft sehr gut approximiert wird, da nur geringfügige Abweichungen auf Fahrzeugebene resultieren. Innerhalb des Boxplots werden die Eigenfrequenzen des Aufbaus und des Rades wie auch die jeweiligen Überhöhungen als charakteristische Größen zur Bewertung des Fahrzeugverhaltens herangezogen. Das Ergebnis aus Abbildung 4.7 lässt sich bestätigen. Unter Betrachtung der maximalen Abweichungen, die unterhalb von 1 % liegen, lässt sich das mathematische Parametermodell innerhalb der Auslegung der stationären Funktionseigenschaften für die adaptive Niveauregulierung nutzen.

Der nächste Schritt der in Abschnitt 4.1 vorgestellten Methodik ist die Entwicklung der Grundausslegung. Innerhalb der Grundausslegung sollen sowohl die Funktion als auch die Eigenschaften des Fahrzeugs bewertet werden. Die Funktion der Luftfeder wird maßgeblich durch die dynamische und die statische Luftfedersteifigkeit bzw. die korrespondierenden Luftfederkräfte charakterisiert.

Das Ziel der Grundausslegung ist die Festlegung der Luftfedereigenschaften gemäß Fahrzeugzielen. Das Fahrzeugziel ist in diesem Fall die Festlegung der vertikaldynamischen Fahrzeugeigenschaften und wird typischerweise durch die Aufbaueigenfrequenz

f_A und die Aufbauüberhöhung k_A beschrieben. Hierbei werden die jeweiligen Achsen getrennt voneinander betrachtet. Das Aufbauverhalten des Fahrzeugs wird durch die sogenannte Schwingzahl (SZ) charakterisiert und ist eine etablierte Darstellungsform für die Aufbaueigenfrequenz f_A [Rös12]. Die Schwingzahl ist definiert als:

$$SZ_{VA/HA} := \frac{60}{2\pi} \sqrt{\frac{c_{LF,dyn,KO,VA/HA}}{\frac{m_{A,VA/HA,gef}}{2}}}. \quad (4.7)$$

Der Ansatz beruht auf der Abbildung der Fahrzeugvertikaldynamik mittels des Ersatzsystems eines Einmassenschwingers [HEG11]. Mithilfe dieses Modellansatzes ist es möglich, bei vorgegebener Schwingzahl und bekannten gefederten Fahrzeugmassen $m_{A,VA,gef}$ die notwendige, radbezogene dynamische Luftfedersteifigkeit $c_{LF,dyn,KO}$ in der Konstruktionslage für die jeweilige Achse zu berechnen:

$$c_{LF,dyn,KO,VA} = \left(\frac{2\pi}{60} SZ_{VA} \right)^2 \frac{m_{A,VA,gef}}{2}. \quad (4.8)$$

Als nächster Schritt kann mittels des Parametermodells (Gleichung 4.4) der Verlauf der dynamischen Luftfedersteifigkeit modelliert werden. Die dynamische Luftfederkraft ergibt sich aus dem Integral der dynamischen Steifigkeit über dem Federweg (siehe Gleichung 4.5). Die bisherigen Vorgaben sind im radbezogenen Koordinatensystem getroffen worden. Um die Komponenteneigenschaften bewertbar zu machen, muss nun auf das elementbezogene Koordinatensystem der Luftfeder transformiert werden. Die Transformation erfolgt auf Kräftebene unter Berücksichtigung der Federübersetzung i_F [Mat07]:

$$F_{LF,dyn,ebzg}(z_{LF}) = \frac{1}{i_F(z)} F_{LF,dyn,para,rbzg}(z). \quad (4.9)$$

Typischerweise ist die Federübersetzung nichtlinear über dem Federweg (siehe Abbildung 4.9). Da die Grundausslegung möglichst einfach gehalten werden soll, wird eine Modellvereinfachung des Federübersetzungsverlaufs analysiert. Folgende zwei Vereinfachungen werden hierzu analysiert:

- konstante Federübersetzung $i_F(z) = i_{F,konst}(z = 0)$ und
- linearisierte Federübersetzung um die Konstruktionslage $i_{F,lin}$.

Die Linearisierung der Federübersetzung über dem Federhub in der Konstruktionslage ergibt sich zu:

$$i_{F,lin}(z) = i_{F,konst} + \frac{di_F(z=0)}{dz} \cdot z. \quad (4.10)$$

Abbildung 4.9 zeigt ein exemplarisches Ergebnis für die verschiedenen Abstraktions-ebenen der Federübersetzung und deren Auswirkung auf Fahrzeugebene. In der linken Abbildung sind die unterschiedlichen Modellvereinfachungen am Beispiel der Federübersetzung über dem Federhub dargestellt. Es ist direkt ersichtlich, dass eine Linearisierung der Federübersetzung über einen größeren Bereich die Referenzkennlinie approximiert. So sind im Falle der Linearisierung die Abweichungen bei maximaler Ausfederung unterhalb von 5 % und bei maximaler Einfederung kleiner als 2 %. Die konstante Federübersetzung weist Abweichungen mit dem Faktor 2 gegenüber der Linearisierung auf. Die rechte Seite von Abbildung 4.9 zeigt das zugehörige Fahrzeugverhalten in Form des Aufbauamplitudengangs $|G_A(s)|$ für die Anregungsgeschwindigkeit $v_{z,3}$. Es ist erkennbar, dass die Linearisierung das Referenzverhalten sehr gut abbildet. Eine konstante Federübersetzung führt zu einer leichten Verschiebung der Aufbaueigenfrequenz und einer Verstärkung der Aufbauüberhöhung.

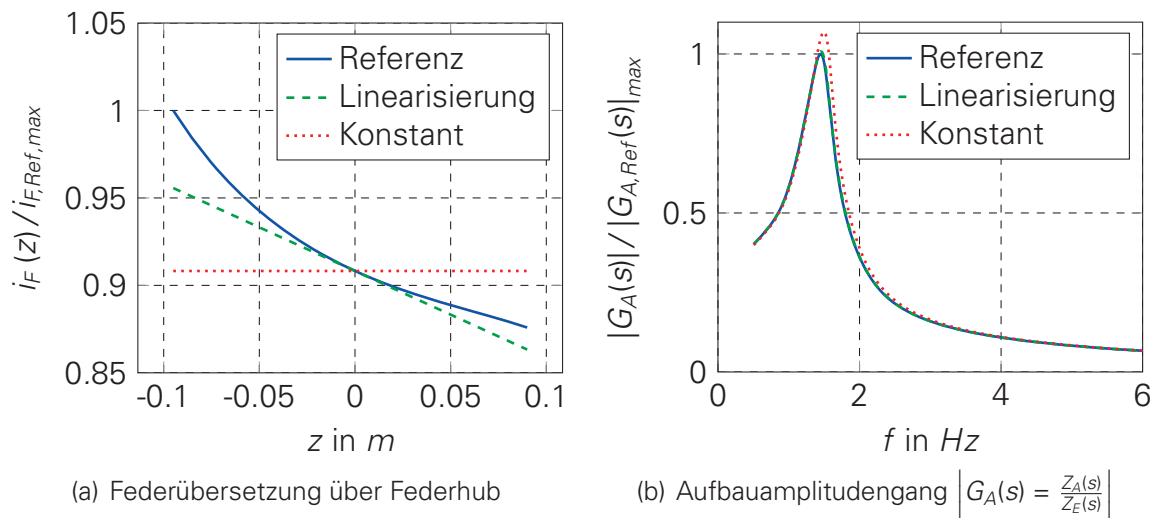


Abbildung 4.9: Exemplarisches Ergebnis der Modellierungsanalyse für die Federübersetzung $i_F(z)$ auf Komponenten- und Fahrzeugeigenschaften

Die notwendige Modellierung wird über eine Fahrzeuganalyse mit 14 Fahrzeugen der oberen Mittelklasse, der Oberklasse und auch Geländewagen festgelegt. Die Ergebnisse sind in Abbildung 4.10 dargestellt. Zur Analyse werden die gleichen charakteristischen Fahrzeugkennwerte (siehe Abschnitt 1.5) aus der Validierung des Parametermodells auf Fahrzeugebene herangezogen. Die Anregung ist somit eine konstante Geschwindigkeit $v_{z,3}$. Die konstante Federübersetzung führt zu Abweichungen von bis zu 10 % in der Aufbauüberhöhung, wobei das Niveau der Abweichungen um den Faktor 3 bis 4 höher ist. Die Unterschiede zwischen einer linearisierten und einer konstanten Federübersetzung sind im radfrequenten Bereich gering, da bei hohen Frequenzanregungen sehr geringe Federwege auftreten. In der Grundauslegung für die Funktion adaptive Niveauregulierung wird jedoch von einer Aufbaugröße, der Schwingzahl, ausgegangen, so dass die Kennwerte der Aufbaubewegung bedeutender sind. Hier lässt sich der singuläre Eindruck aus Abbildung 4.9 bestätigen, dass eine linearisierte Federübersetzung zielführender ist, um unnötige Modellierungsungenauigkeiten zu vermeiden.

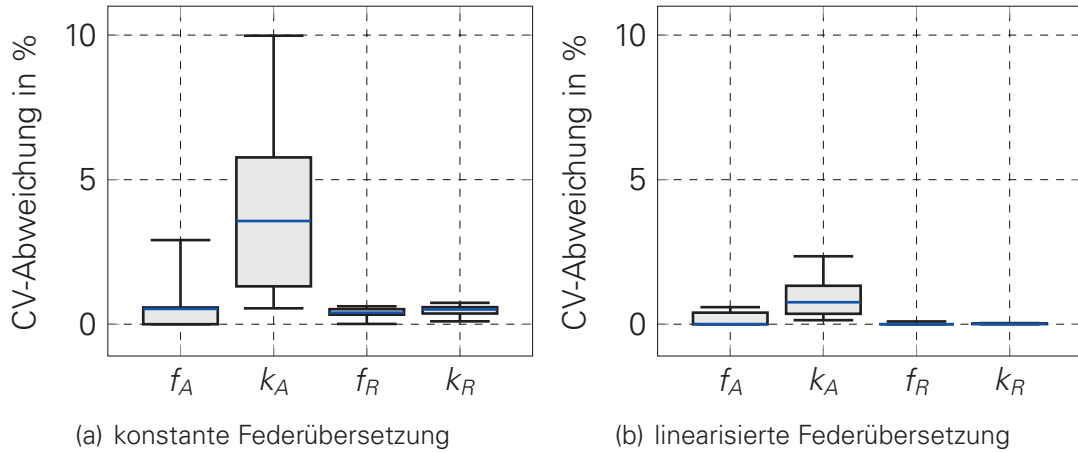


Abbildung 4.10: Analyseergebnis der Modellierung der Federübersetzung auf Fahrzeugeigenschaftsebene

Die Luftfeder wird üblicherweise durch die statische ($f_E = 0,01 \text{ Hz}$) und die dynamische ($f_E = 1,0 \text{ Hz}$) Kraft bzw. Steifigkeit beschrieben [PP09], [PPW10]. Die dynamische Luftfederkraft konnte bereits durch Gleichung 4.9 festgelegt werden. Zur Berechnung der statischen Luftfederkraft ist es notwendig, einen Startdruck $p_{LF,KO}$ und ein Startluftvolumen $V_{LF,KO}$ zu definieren. Die beiden Größen sind sinnvoll, da der Startdruck die Leistung des Luftfederkompressors berücksichtigt und das Luftfedervolumen den Bauraumvorhalt. Somit ist die Auslegung um zwei nicht funktionale Randbedingungen erweitert worden.

Der physikalische Zusammenhang zwischen der statischen und der dynamischen Luftfederkraft ist über die wirksame Fläche $A_{LF,w}(z_{LF})$ und das Luftfedervolumen $V_{LF}(z_{LF})$ gegeben [SP13]. Hierzu ist es notwendig, die wirksame Fläche und auch das Volumen aus der bekannten dynamischen Luftfederkraft (Gleichung 4.9) zu bestimmen. Der Berechnungsansatz beruht auf einem abschnittsweise definierten Polynom 2. Grades für den wirksamen Radius $R_{LF,w}(z_{LF})$ auf dem Intervall $[z_{LF,i}, z_{LF,i+1}]$ für $i = 0 \dots n$ Stützstellen des Federwegs. Das Gesamtverfahren zur Berechnung der wirksamen Fläche und des Volumens ist in Abbildung 4.11 dargestellt und wird schrittweise erläutert.

Der wirksame Radius ergibt sich mit den Polynomkoeffizienten a_i , b_i , c_i für den jeweiligen Abschnitt i zu:

$$R_{LF,w,i}(z_{LF}) = a_i + b_i(z_{LF} - z_{LF,i}) + c_i(z_{LF} - z_{LF,i})^2. \quad (4.11)$$

Die wirksame Fläche $A_{LF,w,i} = R_{LF,w,i}^2 \cdot \pi$ ist ein Polynom 4. Grades und berechnet sich unter Berücksichtigung von Gleichung 4.11 zu:

$$A_{LF,w,i}(z_{LF}) = \pi \left[a_i^2 + 2a_ib_i(z_{LF} - z_{LF,i}) + (2a_ib_i + b_i^2)(z_{LF} - z_{LF,i})^2 \right] + \pi \left[2b_ic_i(z - z_i)^3 + c_i^2(z - z_i)^4 \right]. \quad (4.12)$$

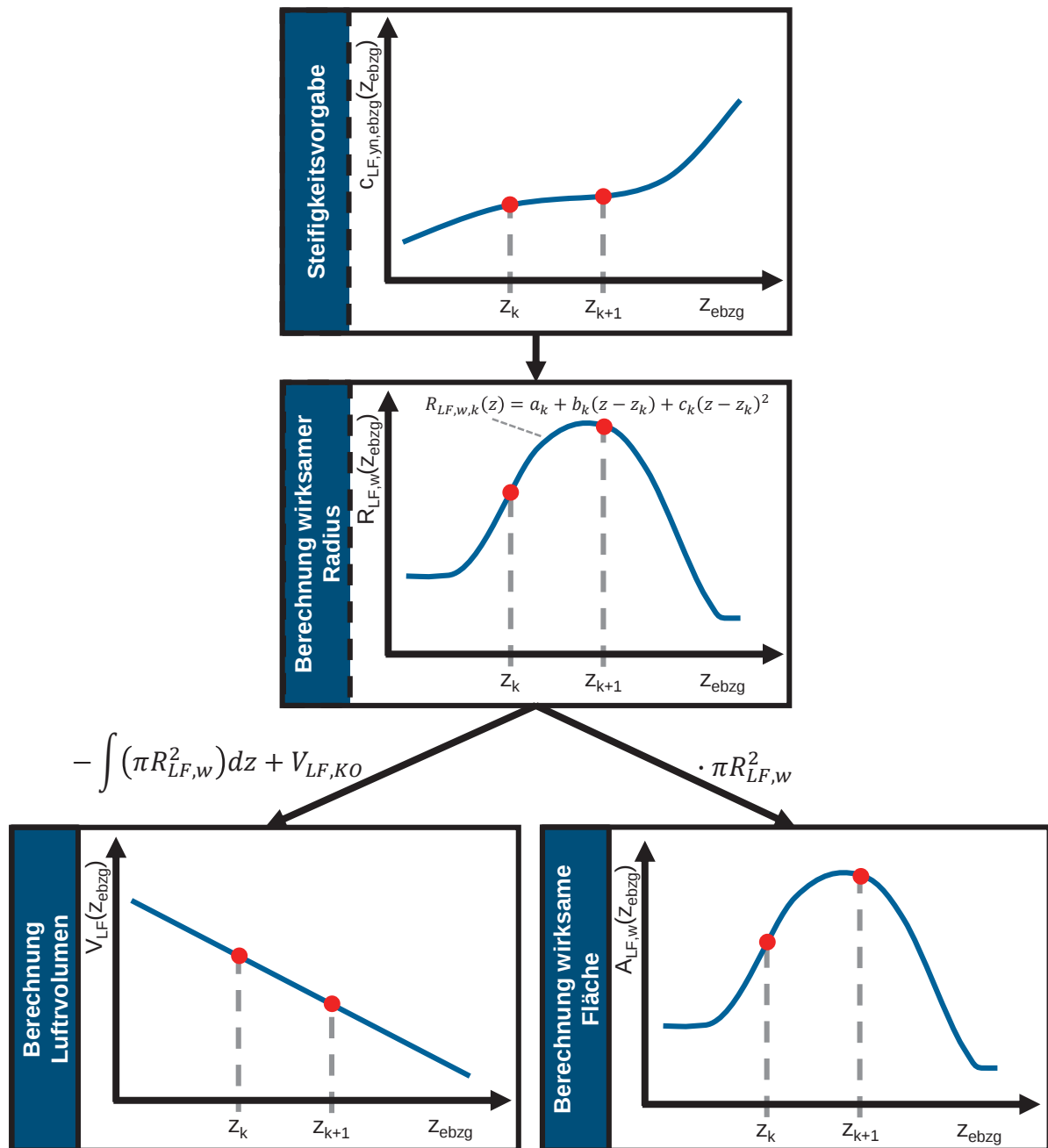


Abbildung 4.11: Vorgehensweise zur abschnittsweise vorgenommenen Bestimmung des Polynoms für den wirksamen Radius

Zwischen der wirksamen Fläche und dem Volumen der Luftfeder existiert ein integraler Zusammenhang. Das Luftfedervolumen berechnet sich als negatives Integral der wirksamen Fläche. Somit ergibt sich für das Luftfedervolumen eines Abschnitts:

$$\begin{aligned}
 V_{LF,i}(z_{LF}) &= - \int_{z_{LF,i}}^{z_{LF,i+1}} A_{LF,w,i}(z_{LF}) dz + V(z_{LF,i}) \\
 &= - \pi \left[a_i^2 (z_{LF} - z_{LF,i}) + a_i b_i (z_{LF} - z_{LF,i})^2 + \frac{1}{3} (2a_i c_i + b_i^2) (z_{LF} - z_{LF,i})^3 \right] \\
 &\quad - \pi \left[\frac{1}{2} c_i (z_{LF} - z_{LF,i})^4 + \frac{1}{5} c_i^2 (z_{LF} - z_{LF,i})^5 \right] + V(z_{LF,i}).
 \end{aligned} \quad (4.13)$$

Die drei Polynomkoeffizienten können eindeutig aus den drei vorgegebenen Größen dynamische Steifigkeit über Federweg $c_{LF,dyn}$, wirksame Fläche in Konstruktionslage $A_{LF,w,KO} = \frac{m_{A,gef} g}{2 \cdot p_{LF,KO}}$ und Volumen in Konstruktionslage $V_{LF,KO}$ bestimmt werden.

Folgende Hilfsgleichungen werden zur Berechnung der Koeffizienten benötigt. Die dynamische Kraft im Intervall $[z_{LF,i}, z_{LF,i+1}]$ ergibt sich unter Berücksichtigung der Polytropengleichung für einen adiabaten Prozess $\kappa = 1, 4$ zu:

$$F_{LF,dyn,i}(z_{LF}) = A_{LF,w,i}(z_{LF}) \left(p_{LF,KO,abs} \left(\frac{V_{LF,KO}}{V_{LF,i}(z_{LF})} \right)^{1,4} - p_U \right). \quad (4.14)$$

Die dynamische Luftfedersteifigkeit kann durch Differentiation von Gleichung 4.14 nach dem Federhub z_{LF} berechnet werden und lautet:

$$\begin{aligned}
 c_{LF,dyn,i}(z_{LF}) &= \frac{dF_{LF,dyn,i}(z_{LF})}{dz_{LF}} \\
 &= \frac{dA_{LF,w,i}(z_{LF})}{dz_{LF}} \left(p_{LF,KO,abs} \left(\frac{V_{LF,KO}}{V_{LF,i}(z_{LF})} \right)^{\kappa} - p_U \right) \\
 &\quad - A_{LF,w,i}(z_{LF}) p_{LF,KO,abs} \cdot \kappa \cdot \frac{V_{LF,KO}^{\kappa}}{V_{LF,i}(z_{LF})^{\kappa+1}} \cdot \frac{dV_{LF,i}(z_{LF})}{dz_{LF}}.
 \end{aligned} \quad (4.15)$$

Die Differentiation des Luftfedervolumens aus Gleichung 4.15 ergibt, wie in Gleichung 4.13 beschrieben, eine negative wirksame Fläche:

$$\frac{dV_{LF,i}(z_{LF})}{dz_{LF}} = -A_{LF,w,i}(z_{LF}), \quad (4.16)$$

und die erste Ableitung der wirksamen Fläche berechnet sich zu:

$$\begin{aligned}
 \frac{dA_{LF,w,i}(z_{LF})}{dz_{LF}} &= \pi \left[2a_i b_i + 2(2a_i c_i + b_i^2) (z_{LF} - z_{LF,i}) + 6b_i c_i (z_{LF} - z_{LF,i})^2 \right] \\
 &\quad + \pi \left[4c_i^2 (z_{LF} - z_{LF,i})^3 \right].
 \end{aligned} \quad (4.17)$$

Der Koeffizient a_i kann mittels Gleichung 4.12 an der Stelle $z_{LF,i}$ und der wirksamen Fläche in Konstruktionslage $A_{LF,w,KO}$ iterativ berechnet werden:

$$a_i = \sqrt{\frac{A_{LF,w} (z_{LF,i})}{\pi}}. \quad (4.18)$$

Für den ersten Koeffizienten a_0 lautet Gleichung 4.18:

$$a_0 = \sqrt{\frac{A_{LF,w,KO}}{\pi}}. \quad (4.19)$$

Der weitere Koeffizient b_i kann mithilfe der Gleichung 4.15 und des bekannten Koeffizienten a_i folgendermaßen ermittelt werden:

$$b_i = \frac{\left[c_{LF,dyn} (z_{LF,i}) - (\pi a_i^2)^2 \cdot p_{LF,KO,abs} \cdot \kappa \cdot \frac{V_{LF,KO}^\kappa}{V_{LF,i}(z_{LF})^{\kappa+1}} \right]}{\pi \cdot 2a_i \left(p_{LF,KO,abs} \left(\frac{V_{LF,KO}}{V_{LF,i}(z_{LF})} \right)^\kappa - p_U \right)}. \quad (4.20)$$

Mit den bekannten Koeffizienten a_i und b_i sowie dem gegebenen dynamischen Steifigkeitsverlauf an der Stelle $z_{LF,i+1}$ kann der Koeffizient mithilfe der Gleichung 4.15 unter Berücksichtigung von Gleichung 4.17 und Gleichung 4.16 als letzte fehlende Größe bestimmt werden. Auf die mathematische Beschreibung wird verzichtet.

Somit kann die statische Luftfederkraft mithilfe der Polytropengleichung $p \cdot V^\kappa = konst.$ für einen isothermen Prozess $\kappa = 1,0$ und mit dem Umgebungsdruck p_U berechnet werden:

$$F_{LF,stat} (z_{LF}) = A_{LF,w} (z_{LF}) \left(p_{LF,KO,abs} \left(\frac{V_{LF,KO}}{V_{LF} (z_{LF})} \right)^{1,0} - p_U \right). \quad (4.21)$$

Die Annahme eines isothermen Prozesses ist gültig, da bei den langsamen Anregungen mit einer Frequenz von $f_E = 0,01 \text{ Hz}$ die entstehende Energie aus der Luftkompression an die Umgebung abgegeben wird und so die Luftfedertemperatur konstant bleibt [Bae05], [VDI06]. In der Auslegung der stationären Funktionseigenschaften wird durch den polytropen Ansatz das Hystereseverhalten in Abhängigkeit der Anregungsfrequenz vernachlässigt.

Die Approximationsgüte ist in Abbildung 4.12 sowohl für die statische als auch die dynamische Luftfederkraft bei einer vorgegebenen dynamischen Referenzkraft dargestellt. Hierzu wird die vorgegebene dynamische Steifigkeit mittels vorwärtsgerichteten Differenzenquotientens aus der Referenzkraft $F_{LF,dyn,ref}$ abgeleitet:

$$c_{LF,dyn,ref} (z_{LF}) := \frac{\Delta F_{LF,dyn,ref}}{\Delta z_{LF}} = \frac{F_{LF,dyn,ref} (z_{LF} + \Delta z_{LF}) - F_{LF,dyn,ref} (z_{LF})}{\Delta z_{LF}}. \quad (4.22)$$

In Abbildung 4.12 ist die sehr gute Approximationsgüte erkennbar. Es treten weder im statischen noch im dynamischen Kraftverlauf deutliche Abweichungen auf.

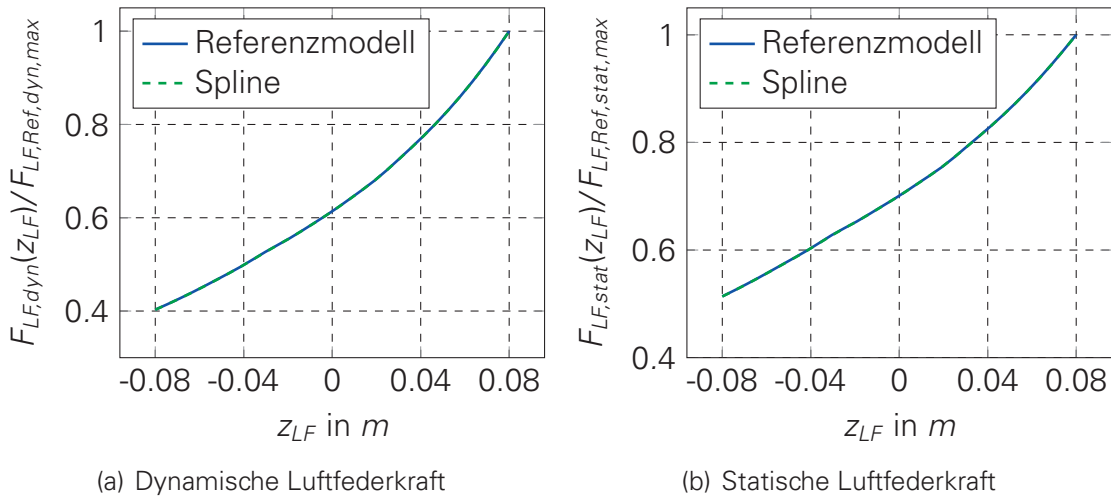


Abbildung 4.12: Exemplarisches Approximationsergebnis der gemittelten Luftfederkräfte mittels abschnittsweise ermittelten Polynoms für den wirksamen Radius $R_{LF,w}(z)$

Dieses Ergebnis lässt sich auch für die 14 weiteren Luftfedern unterschiedlicher Fahrzeugklassen bestätigen; das Gesamtergebnis ist in Abbildung 4.13 dargestellt. Die Abweichungen liegen im Bereich von unter 1 %. Die vorhandenen Abweichungen sind auf die numerische Differentiation (Gleichung 4.22) zurückzuführen, da das Gleichungssystem bei einer vorgegebenen Steifigkeit eindeutig lösbar ist.

Somit ist die Funktion der Luftfeder mit ihrem statischen und dynamischen Verhalten beschrieben und kann für eine erste Funktionsbewertung herangezogen werden. Die Bewertungskriterien lauten wie folgt:

- Steigung der wirksamen Fläche $k_{A_{LF,w},KO}$ um die Konstruktionslage,
- Verhältnis der statischen und der dynamischen Steifigkeit in Konstruktionslage $k_{LF,dyn,stat,KO}$ und
- maximal auftretender Spitzendruck $p_{LF,dyn,max}$.

Der Gradient der wirksamen Fläche in Konstruktionslage $k_{A_{LF,w},KO}$ ist ein Maß für den Anfederungskomfort der Luftfeder und korreliert mit der Abrollkolbenkontur. Hierbei sollte der Gradient in Konstruktionslage möglichst gering sein, da der Luftfederbalg gut auf dem Luftfederkolben abrollen kann und so das Harshness-Verhalten verbessert wird. Der Änderungsgradient wird dabei folgendermaßen berechnet:

$$k_{A_{LF,w},KO} := \left. \frac{A_{LF,w}(z_{LF} + \Delta z_{LF}) - A_{LF,w}(z_{LF})}{\Delta z_{LF}} \right|_{z_{LF}=0} \quad (4.23)$$

Das zweite Kriterium $k_{LF,dyn,stat}$ ist bei dynamischen Fahrmanövern entscheidend, da hiermit die initiale Luftfederabstützung bewertbar ist. Im Gegensatz zu einer Stahlfeder

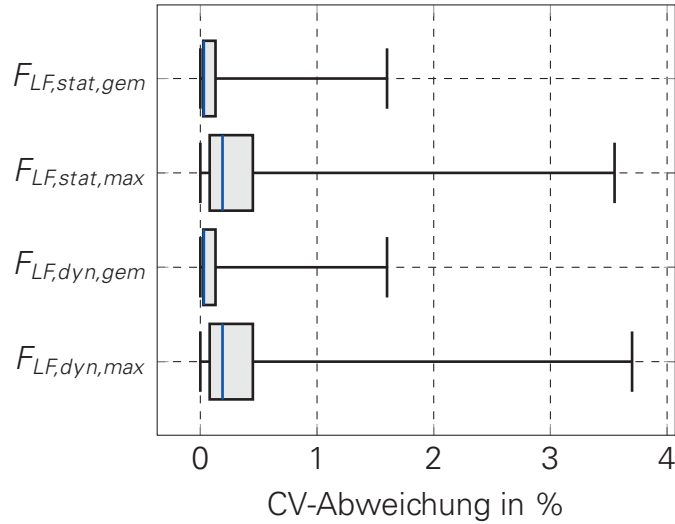


Abbildung 4.13: Analyseergebnis der Berechnung der wirksamen Fläche auf Funktionseigenschaftsebene

ist der Zusammenhang entscheidend, da statische und dynamische Luftfedersteifigkeit unterschiedlich sind; so ist z. B. bei einem Lenkradwinkelsprung die Reaktion eines luftgefederten Fahrzeugs aufgrund der fehlenden initialen Abstützung wegen der geringeren statischen Steifigkeit schlechter. Bei der Auslegung sollte dieser Faktor berücksichtigt werden, um den Steifigkeitsunterschied zu erfassen. Es handelt sich bei diesem Kriterium um das Verhältnis der dynamischen zur statischen Steifigkeit in Konstruktionslage:

$$k_{LF,dyn,stat,KO} := \frac{c_{LF,dyn,KO}}{c_{LF,stat,KO}}. \quad (4.24)$$

Der maximale Spitzendruck $p_{LF,max}$ ist ein Kriterium für die Betriebsfestigkeit der Luftfeder. Der Spitzendruck sollte aufgrund der Kolbenkonturierung und des Luftfedervolumens innerhalb üblicher Grenzen liegen, da sonst die Luftfeder nicht betriebsfest ist bzw. der Luftfederbalg entsprechend dick ausgeführt werden muss und so die Komforteigenschaften, wie das Harshness-Verhalten, direkt beeinflusst. Der Spitzendruck der Luftfeder berechnet sich bei gegebenem wirksamem Flächen- und Volumenverlauf über dem Federweg mithilfe des Startdrucks bei maximaler Fahrzeugbeladung in Konstruktionslage $p_{LF,KO,max}$ zu:

$$p_{LF,dyn,max} := p_{LF,KO,max} \cdot \frac{V_{LF,KO}}{V_{LF}(z_{LF,max})} = \frac{F_{LF,KO,max}}{A_{LF,KO}} \cdot \frac{V_{LF,KO}}{V_{LF}(z_{LF,max})}. \quad (4.25)$$

Bisher wurde die statische Luftfederkraft nur auf der Elementebene betrachtet und muss nun als letzter Schritt mithilfe der Federübersetzung in das radbezogene Koordinatensystem transformiert werden [Mat07]:

$$F_{LF,stat,rbzg}(z) = i_F(z) \cdot F_{LF,stat,ebzg}(z_{LF}). \quad (4.26)$$

Auf die Validierung der Luftfederkraftverläufe innerhalb des Fahrzeugmodells wird verzichtet, da sich bei weniger als 1 % Abweichung kein signifikanter Einfluss auf der Fahrzeugebene erwarten lässt. Somit konnte ein Funktionsmodell zur Beschreibung der Luftfeder gefunden werden. Alle Luftfedergrößen zur Bestimmung der stationären Funktionseigenschaften und zur Bewertung der Luftfedereigenschaften liegen vor.

Der nächste Schritt der Grundausslegung beschäftigt sich mit der Bewertung auf Fahrzeugebene durch ein entsprechend vereinfachtes Fahrzeugmodell. Ein erster Vergleich der gewünschten Schwingzahl mittels Gleichung 4.7 und Gleichung 4.8 mit den tatsächlichen Aufbaueigenfrequenzen des komplexen Viertelfahrzeugmodells ist in Abbildung 4.14 dargestellt. Es ist erkennbar, dass der Ansatz eines Einmassenschwingers zur Vorgabe einer Schwingzahl anwendbar ist. Im Durchschnitt über alle 14 Fahrzeuge betragen die Abweichungen weniger als 2 %. Abbildung 4.14 zeigt, dass 75 % aller Stichproben im Abweichungsintervall von $f_A = [1, 4, 2, 8]$ % gegenüber dem Ergebnis des nichtlinearen Viertelfahrzeugmodells liegen. Es existiert ein Ausreißer mit einer Abweichung von 4 %. Dies lässt sich auf die Definition der Schwingzahl aus Gleichung 4.7 zurückführen, die ohne Berücksichtigung von Zusatz- oder Zuganschlagfedersteifigkeiten definiert ist. Im Fahrzeug des Ausreißers setzt die Zusatzfeder bereits vor der Konstruktionslage ein und bewirkt eine Abweichung der Aufbaueigenfrequenz durch eine zusätzlich wirkende Steifigkeit. Insgesamt stellt die Grundausslegung für die Funktion adaptive Niveauregulierung mit den durchgeführten Vereinfachungen ein sehr gutes Ergebnis dar und ist zur Funktionsauslegung geeignet.

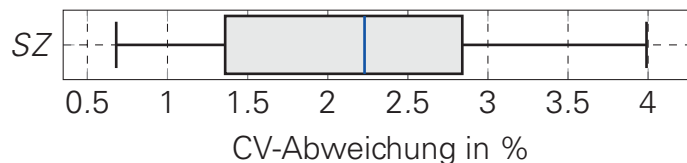


Abbildung 4.14: Analyseergebnis zwischen Soll- und Itschwingzahl bei der Auslegung der stationären Funktionseigenschaften der adaptiven Niveauregulierung auf Fahrzeugeigenschaftsebene

Die Bewertung der vertikalen Fahrzeugeigenschaften umfasst jedoch weitere Komponenten als nur die Luftfeder, z. B. Dämpfer, Zusatz- und Zuganschlagfedern, die das Fahrzeugschwingverhalten beeinflussen. In den Validierungsschritten sind bereits die Aufbau- und Radübertragungsfunktionen genutzt worden. Bisher werden über die Schwingzahl nur die Aufbaueigenfrequenz berücksichtigt und das gedämpfte Schwingverhalten vernachlässigt. In [Rös12] sind entsprechende Fahrzeugmodelle in Form von fahrzeugparameterabhängigen Aufbau- und Radübertragungsfunktionen zur Auslegung bzw. Bewertung konventioneller Komponenten, etwa Tragfeder, Dämpfer etc., entwickelt worden. Die vereinfachten Fahrzeugmodelle sind gegenüber einem nichtlinearen Viertelfahrzeugmodell validiert worden. Es handelt sich dabei um ein ähnliches Vorgehen wie das innerhalb der Auslegung der stationären Funktionseigenschaften verwendete. Der Vergleich zwischen linearisiertem Modell und nichtlinearem Viertelfahrzeugmodell für den Aufbauamplitudengang $|G_A(s)|$ weist eine mittlere Abweichung von ca. 5 % für unterschiedliche Fahrzeugsegmente auf. Im Fall des Radamplitudengangs $|G_R(s)|$ beträgt die mittlere Abweichung ca. 15 %. Die Genauigkeiten sind in der frühen Entwicklungsphase vertretbar, da die Rechenzeit um einen Faktor von 10 bis 20 reduziert

ist. In [Rös12] sind die Modelle zur Bewertung von konventionellen Komponenten entwickelt worden. Sie dienen als Grundlage für einen Vergleich der Fahrwerkregelsysteme mit den konventionellen Realisierungen. Dabei werden die Modelle zur Bewertung des Fahrzeugkomfortverhaltens auch im Fall der stationären Auslegung für die adaptive Niveauregulierung genutzt. Es wird unterschieden zwischen Fahrzeugmodellen, die eine dynamische Luftfederkraft benötigen und solchen für eine statische Kraft. Die Aufbau- und die Radübertragungsfunktion werden im Fall eines luftgefederten Fahrzeugs mit der dynamischen Luftfederkraft parametrisiert, da die Luftfeder im Bereich der Aufbau-eigenfrequenz bereits ihre dynamische Steifigkeit erreicht hat. Im Fall der Wank- und der Nickübertragungsfunktion wird analog den anderen Frequenzgängen vorgegangen. Zur Bewertung des stationären Wankverhaltens wird jedoch die statische Luftfederkraft herangezogen. Analog dem Vorgehen zur Bewertung der Vertikaldynamik des Fahrzeugs wird bei der Fahrzeugquerdynamikbewertung situativ entschieden, welche Luftfederkraft relevant ist. Somit wird die gleiche Bewertungsmetrik für die konventionellen Komponenten wie die aktiven Systeme verwendet. Dies stellt eine Vergleichbarkeit innerhalb eines Entwicklungswerkzeuges zur Bewertung der Querdynamik [Mäd12] und der Vertikaldynamik [Rös12] sicher.

ZUSAMMENFASSUNG

Es lässt sich festhalten, dass ein Auslegungsvorgehen zur Ermittlung der stationären Funktionseigenschaften der adaptiven Niveauregulierung entwickelt werden konnte. Anhand der Fahrzeugeigenschaft einer gewünschten Schwingzahl ist die Ermittlung der notwendigen dynamischen Steifigkeit der Funktion möglich. Mithilfe des entwickelten Parametermodells kann der dynamische Steifigkeitsverlauf über dem Federweg modifiziert werden. Der Modellansatz einer polytropen Gleichung zur Beschreibung der Funktionseigenschaften der adaptiven Niveauregulierung ermöglicht einerseits eine erste Funktionsbewertung und andererseits eine Eigenschaftsbewertung auf Fahrzeugebene mittels einfacher Fahrzeugmodelle.

4.3 AKTIVE WANKSTABILISIERUNGSFUNKTION

Das zweite Anwendungsbeispiel der generischen Methode aus Abschnitt 4.1 behandelt die Funktion aktive Wankstabilisierung. Die aktive Wankstabilisierung ist eine typische Fahrwerkregelsystemfunktion, die mittels aktiver Stabilisatoren an Vorder- und Hinterachse [KBB+00], [JBB+01], [HEG11], [WR06], [SG04] umgesetzt wird. Sie beeinflusst sowohl dynamische als auch stationäre Fahrmanöver. Im Fall der stationären Auslegung wird das Fahrmanöver stationäre Kreisfahrt bzw. Lenkradwinkelrampe (Abschnitt 1.5) zur ersten Auslegung herangezogen. Das Ziel ist dabei, den stationären Wunschwankwinkel des Fahrzeugs mit der aktiven Wankstabilisierungsfunktion unter Berücksichtigung der notwendigen Systemanforderungen festzulegen.

Beginnend mit der Identifikation der relevanten Funktionseigenschaften mittels des Wissensmanagementsystems, können die notwendigen Teilfunktionen der Funktion aktive Wankstabilisierung bestimmt werden. Im Fall der stationären Kreisfahrt sind die Teilfunktionen Berechnung des maximalen Wankmoments und die Momentenverteilung

zwischen Vorderachs- und Hinterachssystem entscheidend. Zur Applikation stehen zwei charakteristische Verläufe, der Wankwinkel über die Querbeschleunigung $\varphi(a_y)$ und die Momentenverteilung über der Fahrzeuggeschwindigkeit $\Phi(v_x)$, zur Verfügung (siehe Abbildung 3.8). Analog dem Vorgehen für das Parametermodell der adaptiven Niveauregulierung muss in diesem Beispiel für beide Verläufe ein mathematisches parametrisches Modell entwickelt werden.

Zunächst wird mit dem Wankwinkelverlauf über der Querbeschleunigung begonnen. Der Verlauf ist qualitativ in Abbildung 4.15 dargestellt.

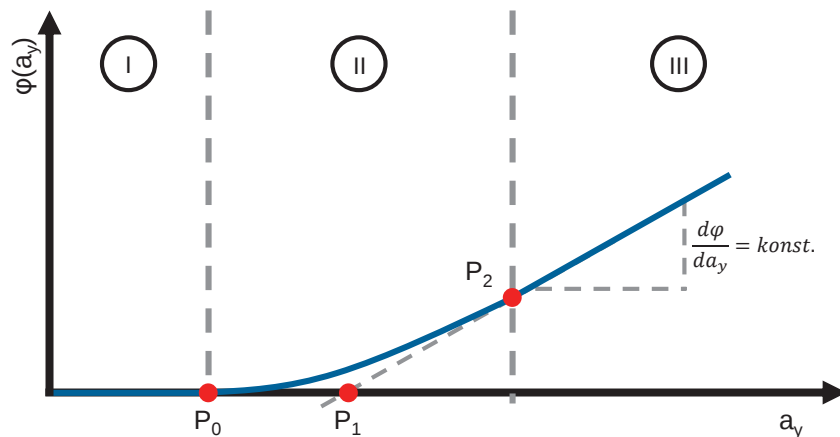


Abbildung 4.15: Qualitative Darstellung des Wankwinkelverlaufs über der Querbeschleunigung

Der typische Wankwinkelverlauf lässt sich durch drei Bereiche charakterisieren:

- Bereich I: Vollstabilisierung des Fahrzeugs,
- Bereich II: Übergangsbereich zwischen Vollstabilisierung und Systemgrenzen sowie
- Bereich III: Leistungsgrenze des Systems.

Die Bereiche I und III lassen sich durch lineare Funktionen beschreiben. Die Geradengleichung im Bereich I hat die Steigung 0 und wird durch die x-Koordinate des Endpunkts $P_0 = \begin{pmatrix} a_{y,0} \\ 0 \end{pmatrix}$ beschrieben. Ab dem Punkt $P_2 = \begin{pmatrix} a_{y,2} \\ \varphi_2 \end{pmatrix}$ ist der Verlauf linear, und die Steigung $\frac{d\varphi}{da_y}$ hängt von den mechanischen Fahrwerkskomponenten, etwa Tragfedern, Zusatz- oder Zuganschlagfedern, ab und ist nicht mehr aktiv durch die Funktion beeinflussbar. Der Punkt $P_1 = \begin{pmatrix} a_{y,1} \\ 0 \end{pmatrix}$ stellt die lineare Verlängerung von P_2 dar und beschreibt die Systemgrenze. Komplexer gestaltet sich die Modellierung des Übergangs, da er im Fahrzeug deutlich durch den Fahrer spürbar ist und dementsprechend möglichst stetig und harmonisch geschehen soll. Ein Ansatz zur Beschreibung des Übergangsverhaltens stellt die Bézierkurve dar [Far01], [Sal06]. Die quadratische Bézierkurve

$C(t)$ wird genutzt, um den Übergang zu beschreiben. Die allgemeine Definition für $C(t)$ mit $t \in [0, 1]$ im Fall der 2. Ordnung lautet:

$$C(t) := \sum_{i=0}^2 \binom{2}{i} t^i (1-t)^{2-i} P_i \quad (4.27)$$

$$= (P_0 - 2P_1 + P_2) t^2 + (-2P_0 + 2P_1) t + P_0.$$

Die allgemeine Definition aus Gleichung 4.27 lautet für den Wankwinkelverlauf $C_\varphi(t)$ folgendermaßen:

$$C_\varphi(t) := \begin{pmatrix} a_y(t) \\ \varphi_B(t) \end{pmatrix} = (P_0 - 2P_1 + P_2) t^2 + (-2P_0 + 2P_1) t + P_0. \quad (4.28)$$

Unter Berücksichtigung der Punkte P_1 bis P_2 kann Gleichung 4.28 nach der Variablen φ_B umgestellt werden:

$$\varphi_B(a_y) = \varphi_2 \left[\frac{1}{2 \cdot (a_{y,0} - 2a_{y,1} + a_{y,2})} \right]^2 \quad (4.29)$$

$$\cdot \left[2a_{y,0} - 2a_{y,1} + 2 \cdot \sqrt{a_{y,1}^2 - a_{y,0}a_{y,2} + a_{y,0}a_y - 2a_{y,1}a_y + a_{y,2}a_y} \right]^2.$$

Somit ergibt sich für den Wankwinkel über der Querschleunigung $\varphi(a_y)$ folgendes qualitatives Parametermodell:

$$\varphi(a_y) = \begin{cases} 0, & a_y < a_{y,0} \\ \varphi_B(a_y), & a_{y,0} \leq a_y \leq a_{y,2} \\ \varphi_2 + \frac{d\varphi}{da_y} \cdot a_y, & a_y > a_{y,2} \end{cases} \quad (4.30)$$

Das qualitative Parametermodell für den Wankwinkelverlauf wird mittels Parameteridentifikation in ein quantitatives überführt. Ein exemplarisches Identifikationsergebnis ist in Abbildung 4.16 dargestellt. Generell ist das Ergebnis sehr gut. Es zeigen sich leichte Abweichungen im Übergangsbereich, die aus der geringen Stützstellenanzahl der Referenzkennlinie resultieren. Diese Abweichungen sind für das Parametermodell des Wankwinkelverlaufs über der Querschleunigung innerhalb der Auslegung der stationären Funktionseigenschaften akzeptabel.

Das Gesamtbild der Parameteridentifikation über eine Stichprobenanzahl von 20 Fahrzeugvarianten unterschiedlicher Fahrzeugklassen und Fahrzeugmodi ist in Abbildung 4.17 dargestellt. Hierbei liegt die maximale Wankwinkelabweichung über den gesamten Querschleunigungsverlauf bei drei Viertel der Stichproben im Intervall $[0,01, 0,03]$ % zwischen Parameter- und Referenzmodell. Der Wankwinkelverlauf wird somit sehr

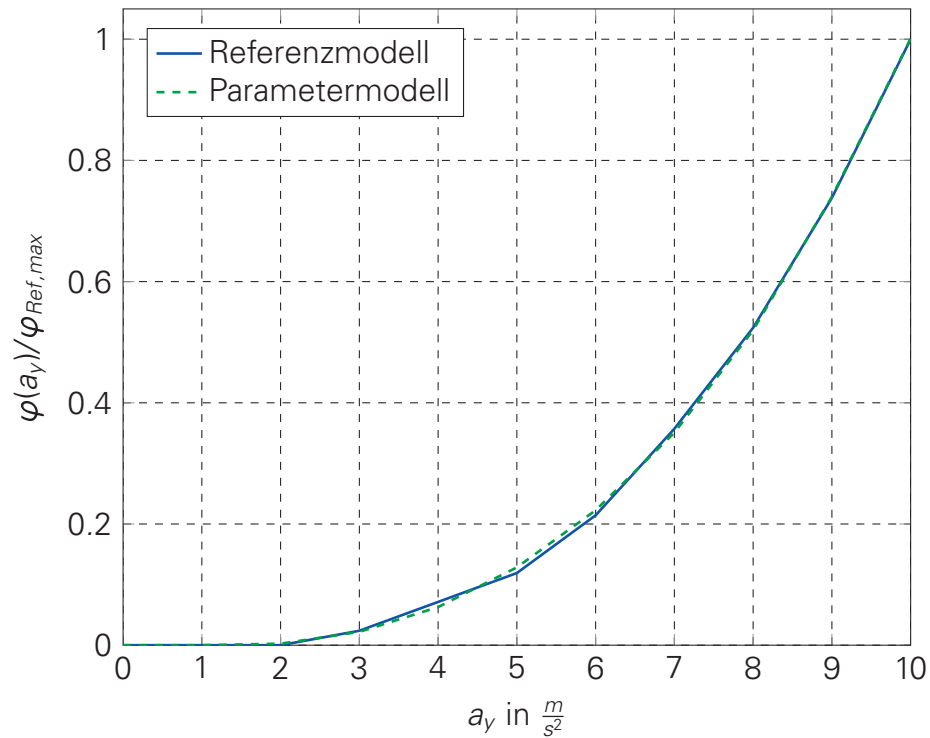


Abbildung 4.16: Exemplarisches Parameteridentifikationsergebnis für den Wankwinkelverlauf über der Quereschleunigung

gut abgebildet und lässt sich über das zweite Gütekriterium, die gemittelte prozentuale Abweichung, die bei 75 % der Stichproben im Intervall von $[0,005, 0,01]$ % liegt, bestätigen. Das in Gleichung 4.30 eingeführte Parametermodell ist sehr gut geeignet und wird für die Bestimmung der stationäre Funktionseigenschaften verwendet. Eine Validierung des Parametermodells findet zusammen mit dem weiteren parametrischen Modell für die Momentenverteilung zwischen Vorderachs- und Hinterachssystem auf Fahrzeugebene statt, da beide Verläufe zur Auslegung benötigt werden.

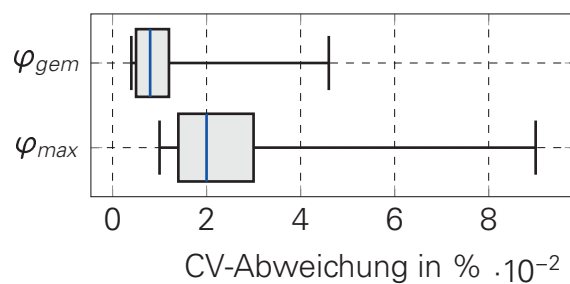


Abbildung 4.17: Analyseergebnis des Wankwinkelparametermodells auf Funktionseigenschaftsebene

Die zweite Eigenschaft, die Momentenverteilung über der Fahrzeuggeschwindigkeit, wird im Folgenden behandelt. Ein charakteristischer Verlauf der Momentenverteilung ist in Abbildung 4.18 dargestellt. Generell wird bei höheren Fahrzeuggeschwindigkeiten das Wankstabilisierungsmoment über die Vorderachse abgesetzt, da unter Ausnutzung des degressiven Reifenverhaltens unter Radlast ein untersteuerndes Fahrverhalten generiert werden kann. Ein solches Fahrverhalten ist für den ungeübten Fahrer einfach zu beherrschen. Die Momentenverteilung $\Phi(v_x)$ lässt sich in ebenfalls drei Bereiche unterteilen:

- Bereich I: Fahrzeugagilisierung bei geringen Fahrzeuggeschwindigkeiten,
- Bereich II: Übergangsbereich zwischen Fahrzeugagilisierung und -stabilisierung sowie
- Bereich III: Fahrzeugstabilisierung bei hohen Fahrzeuggeschwindigkeiten.

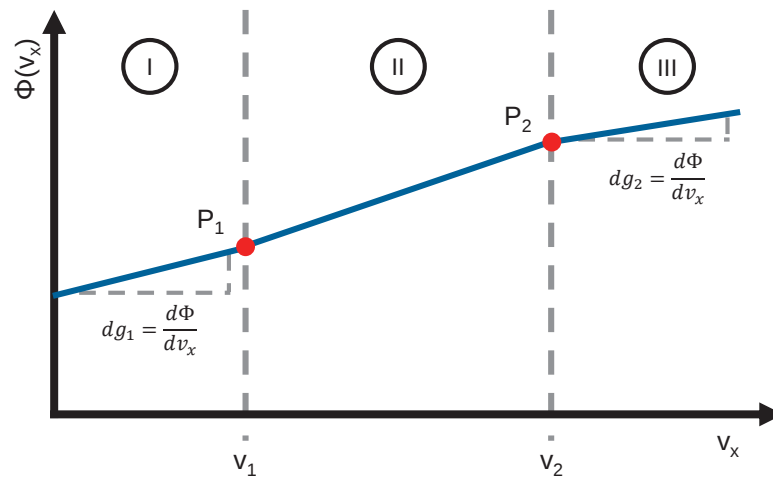


Abbildung 4.18: Qualitativer Verlauf der Momentenverteilung über der Fahrzeuggeschwindigkeit

Der stückweise lineare Verlauf der Momentenverteilung lässt sich sehr gut durch folgende mathematische Funktion mit dem Startpunkt $P_{0,y} = P_{1,y} - v_1 \cdot dg_1$ beschreiben:

$$\Phi(v_x) = \begin{cases} P_{0,y} + dg_1 \cdot v_x, & v_x < v_1 \\ P_{1,y} + \frac{(P_{2,y} - P_{1,y})}{(v_2 - v_1)} \cdot v_x, & v_1 \leq v_x \leq v_2 \\ P_{2,y} + dg_2 \cdot v_x, & v_x > v_2 \end{cases} \quad (4.31)$$

Ein beispielhaftes Identifikationsergebnis für den Verlauf der Momentenverteilung ist in Abbildung 4.19 dargestellt. Die Approximation des gesamten Verlaufs über lineare Geradenstücke zeigt insgesamt ein gutes Ergebnis. Aufgrund der Begrenzung der linearen Abschnitte innerhalb des Parametermodells in Gleichung 4.31 können Abweichungen wie bei 150 km/h nicht berücksichtigt werden. Die Abweichungen sind jedoch sehr gering und werden daher akzeptiert. Sollten bei den weiteren Fahrzeugverläufen deutlichere Abweichungen auftreten, muss über eine Detaillierung des vorhandenen parametrischen Modells entschieden werden.

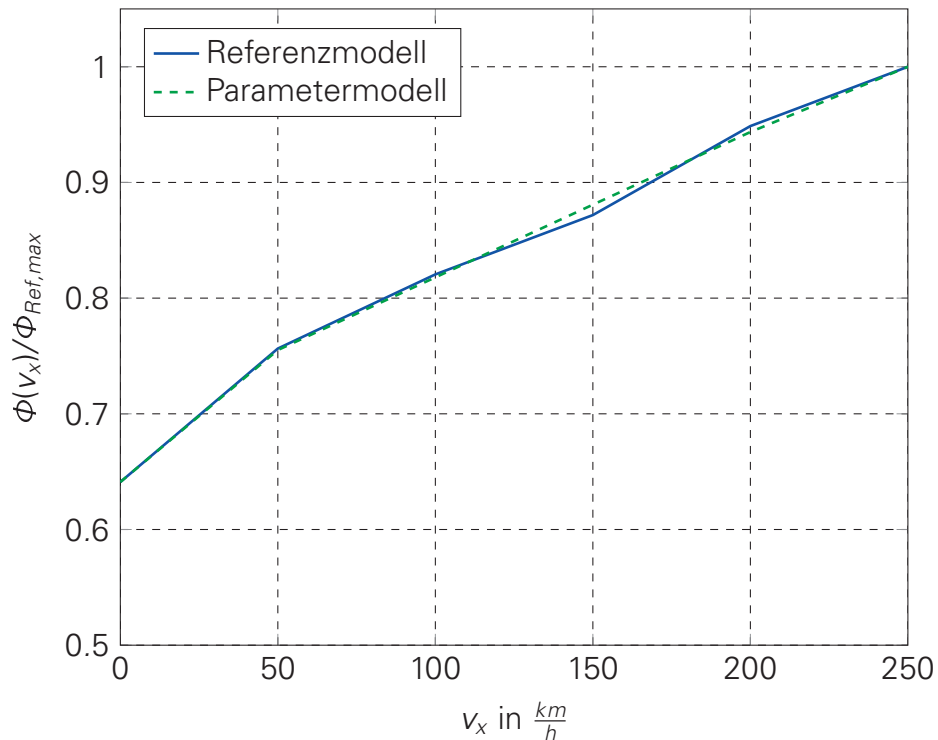


Abbildung 4.19: Exemplarisches Parameteridentifikationsergebnis für den Verlauf der Momentenverteilung über Fahrzeuggeschwindigkeit

Das Gesamtergebnis über dieselben 20 Fahrzeugvarianten wie beim Wankwinkelverlauf über der Querbeschleunigung ist in Abbildung 4.20 dargestellt. Das Parametermodell der Momentenverteilung aus Gleichung 4.31 zeigt sowohl gemittelte als auch maximale Abweichungen unterhalb von 0,22 % zum Referenzmodell. Somit wird auch dieses Parametermodell auf Eigenschaftsebene bestätigt.

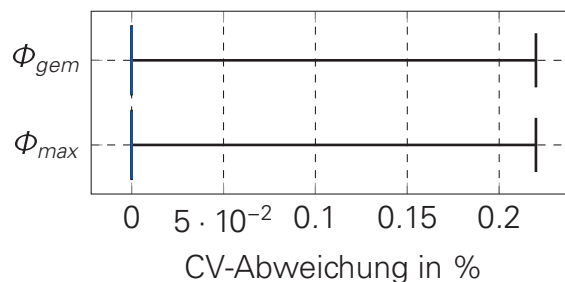


Abbildung 4.20: Analyseergebnis des Momentenverteilungsparametermodells auf Funktionseigenschaftsebene

Die Bewertung der Parametermodelle für den Wankwinkel- und den Momentenverteilungsverlauf steht noch aus. Die Validierung auf Fahrzeugebene erfolgt mit dem Fahrmanöver einer stationären Kreisfahrt für ein Querbeschleunigungsintervall von $[0, 5, a_{y,max}]$ auf einem Kreis mit 105 m Radius. Es werden beide Parametermodelle gleichzeitig in Relation zu dem Fahrzeugreferenzverhalten gesetzt. In Abbildung 4.21 ist der normierte Wankwinkel über der Querbeschleunigung für ein exemplarisches Fahrzeug dargestellt. Wie es die sehr guten Approximationsergebnisse des Wankwinkel-

und des Momentenverteilungsverlaufes auf Eigenschaftsebene vermuten lassen, sind die Abweichungen auf Fahrzeugebene ebenfalls gering.

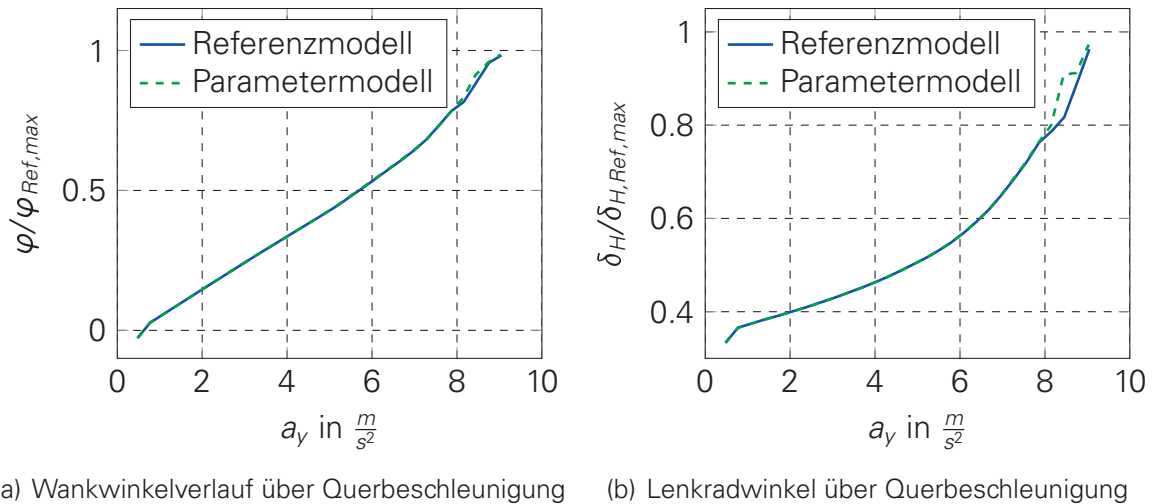


Abbildung 4.21: Exemplarisches Ergebnis der Parametermodelle für den Wankwinkel- und den Momentenverteilungsverlauf auf Fahrzeugeigenschaftsebene

Des Weiteren wird der Lenkradwinkelbedarf über der Querbeschleunigung als ein Bewertungskriterium für die Fahrzeugsteuertendenz (Über- bzw. Untersteuern) zur Bewertung der Parametermodelle herangezogen. Ein exemplarischer Verlauf ist in Abbildung 4.21 zu sehen. Wie im Wankwinkelverlauf sind auch hier keine gravierenden Abweichungen erkennbar.

Das Gesamtbild über alle 20 betrachteten Fahrzeuge für die beiden Parametermodelle ist in Abbildung 4.22 zu sehen. Es wird auf eine Unterteilung in die Einzelanteile verzichtet, da beide Parametermodelle in der Funktionsauslegung gleichzeitig Verwendung finden. Das Fahrmanöver ist eine stationäre Kreisfahrt, die charakteristischen Größen auf Fahrzeugebene können Abschnitt 1.5 entnommen werden. Beginnend mit der Auswertung der stationären Lenkeigenschaften zeigen sich im Linearbereich Abweichungen zwischen 0,9 und 3,8 % für drei Viertel aller Stichproben. Im Grenzbereich (Querbeschleunigung $a_y = 7 \text{ m/s}^2$) ist das Abweichungsspektrum tendenziell größer, da 75 % der Stichproben eine Abweichung unterhalb von 6,3 % aufweisen. Die Lenkeigenschaften sind im Wesentlichen von der Momentenverteilung abhängig, und so lässt sich festhalten, dass die Approximationsgüte sensitiv ist. Die Abweichungen sind für die stationären Lenkeigenschaften in dieser Auslegungsphase akzeptabel. Das stationäre Wankverhalten wird durch die Parametermodelle kaum beeinflusst, da drei Viertel aller Fahrzeuge unterhalb von 0,3 % Abweichung zum Referenzmodell liegen. Die Kennwerte der maximalen Querbeschleunigung $a_{y,max}$ wie auch der Schwimmwinkel bei maximaler Querbeschleunigung $\beta_{a_{y,max}}$ zeigen geringfügige Abweichungen. Insgesamt sind die Parametermodelle für die Auslegung der stationären Eigenschaften der aktiven Wankstabilisierung geeignet, da zunächst das Wankverhalten und nicht die Steuertendenz des Fahrzeugs im direkten Fokus steht.

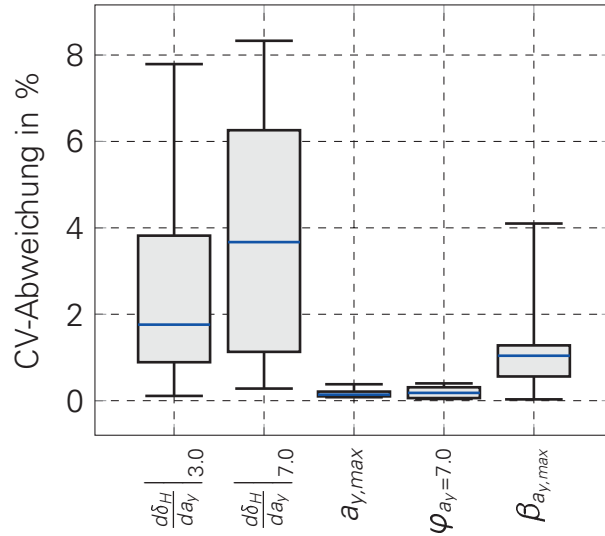


Abbildung 4.22: Analyseergebnis der Parametermodelle auf Fahrzeugeigenschaftsebene

Der nächste Schritt der Gesamtmethodik aus Abschnitt 4.1 umfasst die Grundausslegung. Sie ist in zwei Ebenen gegliedert: die Funktions- und die Fahrzeugebene. Die erste Teilfunktion der aktiven Wankstabilisierung stellt ein invertiertes Wankmodell zur Berechnung des zu kompensierenden Wankmoments mit Vereinfachungen dar. Das zu kompensierende Wankmoment lässt sich in Abhängigkeit der Aufbaumasse m_A , der Distanz zwischen Schwerpunkt und Rollzentrumshöhe $\Delta h_{SP,RZ}$, den jeweiligen Tragfedersteifigkeiten c_i und auch der Spurweite s_{VA} folgendermaßen berechnen:

$$M_{x,AWS} = \Delta h_{SP,RZ} \cdot m_A \cdot a_y + \Delta h_{SP,RZ} \cdot m_A \cdot g \cdot \sin(\varphi) - \frac{1}{2} \varphi (c_{VA} + c_{HA}) \cdot s_{VA}^2. \quad (4.32)$$

Die zweite Teilfunktion übernimmt die Verteilung des Momentes aus Gleichung 4.32 und bestimmt die Momentenverteilung auf das Stabilisierungssystem an Vorder- und Hinterachse in Abhängigkeit von den Fahrzuständen. Somit ergibt sich das Wankmoment an Vorder- und Hinterachse zu:

$$M_{x,VA,AWS} = \Phi(v_x) \cdot M_{x,AWS} \quad (4.33)$$

und

$$M_{x,HA,AWS} = (1 - \Phi(v_x)) \cdot M_{x,AWS} \quad (4.34)$$

mit der Momentenverteilung $\Phi(v_x)$:

$$\Phi(v_x) = \frac{M_{x,VA,AWS}}{(M_{x,VA,AWS} + M_{x,HA,AWS})}. \quad (4.35)$$

Auf eine explizite Validierung des Funktionsmodells kann in diesem Anwendungsbeispiel verzichtet werden, da es im wesentlichen Kern beibehalten wurde und identisch mit dem Referenzmodell ist. Somit sind die Abweichungen sehr gering. Die Validierung wird im Rahmen der Fahrzeugmodellvalidierung mitbetrachtet. Zur Bewertung der Funktion wird vorrangig das maximale Moment für das System der Vorder- bzw. Hinterachse betrachtet. Die maximalen Momente haben eine direkte Einwirkung auf die Reduktion des Wankwinkels, da bei nicht ausreichender Leistung die Funktionsanforderungen nicht umsetzbar sind. Als zweites Kriterium kann der Verlauf des Systemmoments über der Querbeschleunigung zur Bewertung mit herangezogen werden.

Die Vereinfachung des Fahrzeugmodells erfolgt im nächsten Schritt. Daher wird die mechanische Wirkkette zwischen Funktionswankmoment und Systemmoment hinsichtlich von Modellierungsart und -tiefe analysiert. Das Systemmoment $M_{ARS,i}$ ergibt sich aus dem Funktionsmoment $M_{x,i,AWS}$ unter Berücksichtigung der Stabilisatorschenkellänge $k_{St,i}$, der Spurweite s_i und der Stabilisatorübersetzung $i_{St,i}$ zu:

$$M_{ARS,i} = \frac{k_{St,i}}{i_{St,i} \cdot s_i} \cdot M_{x,i,AWS}. \quad (4.36)$$

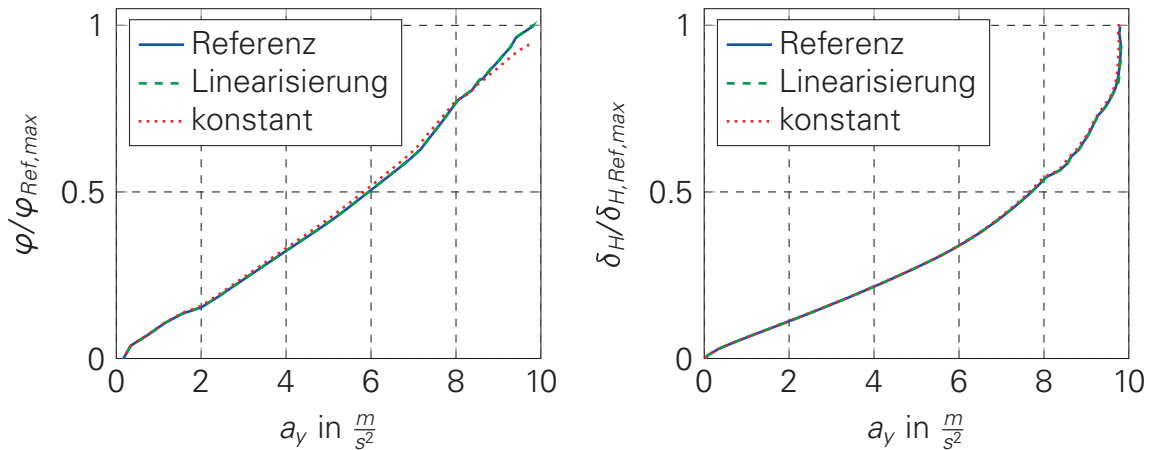
Ergänzend werden Aufstützeffekte [Mat07], [Aja14], d. h. eine Hubbewegung des Fahrzeugaufbaus aufgrund von asymmetrischen Vertikalkräften, und die Änderung der Rollzentrumshöhe in der Analyse berücksichtigt. Die Auswertungen erfolgen für eine stationäre Kreisfahrt, da sie das relevante Fahrmanöver bei der stationären Auslegung ist. Zusammenfassend werden folgende Einflussfaktoren analysiert:

- die Stabilisatorübersetzung an Vorder- und Hinterachse,
- die Spurweite an Vorder- und Hinterachse,
- die Änderung der Rollzentrumshöhe an Vorder- und Hinterachse sowie
- die Berücksichtigung von Aufstützeffekten.

Die Vereinfachung der Einflussfaktoren wird in zwei Schritten durchgeführt und erfolgt in einem kennlinienbasierten Zweispurmodell [KPD⁺06], [MW04], [HEG11], [Amm97], [Ada14]. Im ersten Schritt wird der Fahrzeugparameter als nicht veränderlich, also konstant, angenommen. Der nächste Schritt besteht in einer Linearisierung des Fahrzeugparameters $x(z_{Radhub})$ in der Konstruktionslage $z_{Radhub} = 0.0$ über der jeweiligen Variable. Die mathematische Formulierung ergibt sich zu:

$$x(z_{Radhub}) = x|_{z_{Radhub}=0.0} + z_{Radhub} \cdot \left. \frac{dx(z_{Radhub})}{dz_{Radhub}} \right|_{z_{Radhub}=0.0}. \quad (4.37)$$

In Abbildung 4.23 sind der Wankwinkel- und der Lenkradwinkelverlauf über der Querbeschleunigung während einer stationären Kreisfahrt als exemplarisches Analyseergebnis gezeigt. Es zeigt sich, dass die Linearisierung der Stabilisatorübersetzung, der Spurweite und der Rollzentrumshöhenänderung unter Berücksichtigung der Aufstützeffekte zu geringfügigen Abweichungen führt. Im Grenzbereich werden die Abweichungen



(a) Wankwinkelverlauf über Querbeschleunigung (b) Lenkradwinkel über Querbeschleunigung

Abbildung 4.23: Exemplarisches Ergebnis der Modellierungsanalyse auf Fahrzeugeigen-schaftsebene

aufgrund der höheren Ein- und Ausfederwege insbesondere im Wankwinkelverlauf über der Querbeschleunigung deutlicher.

Das Ergebnis der Analyse von acht verschiedenen Fahrzeugen ist in Abbildung 4.24 dargestellt. Innerhalb der Abbildung werden die linearisierten und konstanten Fahrzeugparameter gesamthaft betrachtet. Auf den ersten Blick ist erkennbar, dass die Abweichungen bei einer Linearisierung um den Faktor 3 bis 10 je nach charakteristischem Wert geringer sind. Explizit im Wankwinkel bei $a_y = 7 \text{ m/s}^2$ zeigt sich unter Annahme konstanter Parameter eine Abweichung bei drei Viertel aller Fahrzeuge unterhalb von etwa 4 %. Bei der Linearisierung der Fahrzeugparameter liegen diese Fahrzeuge unterhalb von 0,14 %. Daher wird in der Funktionsauslegung die Linearisierung weiterverfolgt und innerhalb des einfachen Wankmodells (Gleichung 4.37) umgesetzt, da sie einen guten Kompromiss zwischen Abbildungsgenauigkeit und Parameterbeschaffungsaufwand darstellt. Die bereits im vorherigen Abschnitt angesprochenen Aufstützeffekte bei Fahrzeugen während einer Kurvenfahrt werden aufgrund ihrer Wichtigkeit separat behandelt.

In Abbildung 4.25 werden die Aufstützeffekte gesondert analysiert. In der rechten Abbildung zeigt sich, dass eine Vernachlässigung des Aufstützeffektes, d. h. einer Hubbewegung aufgrund asymmetrischer Vertikalkräfte zwischen linker und rechter Fahrzeugseite, zu erheblichen Abweichungen innerhalb des Wankwinkels über der Querbeschleunigung führt. Das Fahrzeug wankt ohne die Aufstützkräfte deutlich mehr. Die Abweichungen nehmen dabei mit steigender Querbeschleunigung nichtlinear zu. In der linken Abbildung sind die Einflüsse auf die acht Fahrzeuge bei einer stationären Kreisfahrt anhand der Abweichung der charakteristischen Werte (siehe Abschnitt 1.5) dargestellt. Lediglich der Aufstützeffekt wird vernachlässigt. Es ist auffällig, dass die meisten Abweichungen im Bereich der Annahme konstanter Parameter liegen. Der Kennwert des Wankwinkels bei einer Querbeschleunigung von $a_y = 7 \text{ m/s}^2$ sticht aus der Menge heraus. Hierbei besitzen drei Viertel aller Fahrzeuge eine prozentuale Abweichung zwischen 16 und 42 %. Somit stellen die Aufstützeffekte einen elementaren Modellbaustein dar, der auch innerhalb der Ermittlung von stationären Funktionseigenschaften berücksichtigt werden muss.

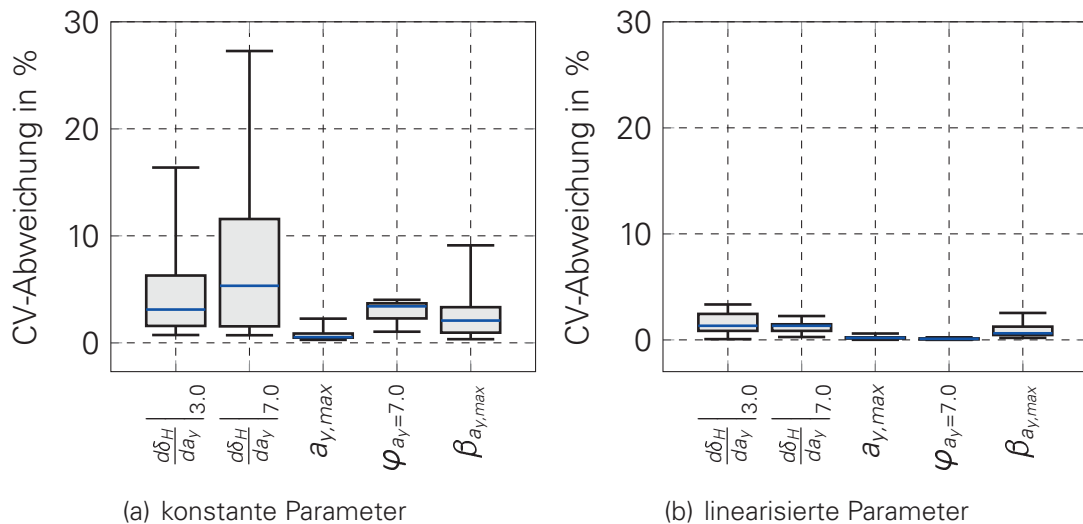


Abbildung 4.24: Ergebnis der Modellierungsanalyse auf Fahrzeugeigenschaftsebene

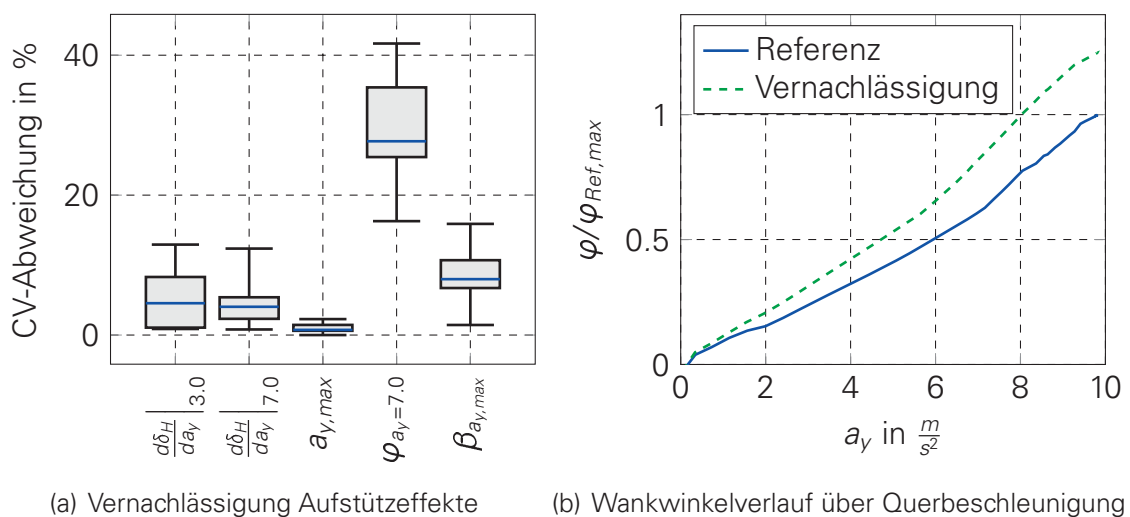


Abbildung 4.25: Analyseergebnis zur Berücksichtigung von Aufstützeffekten auf Fahrzeugeigenschaftsebene

Im folgendem Abschnitt wird das vereinfachte Wankmodell beschrieben. Der Modellierungsansatz ist ein sogenanntes Plattenmodell mit folgenden Freiheitsgraden [MW04], [HEG11], [Amm97]:

- Wankbewegung des Aufbaus,
- Hubbewegung des Aufbaus und
- Hubbewegung der vier Räder.

Die Eingangsgröße des Modells ist die Querbeschleunigung, und als Ausgangs- bzw. Bewertungsgröße wird der Aufbauwankwinkel benutzt. Ein auf die Vorderachse beschränkter Freischnitt des vereinfachten Wankmodells ist in Abbildung 4.26 zur Erläuterung der Kräfte dargestellt.

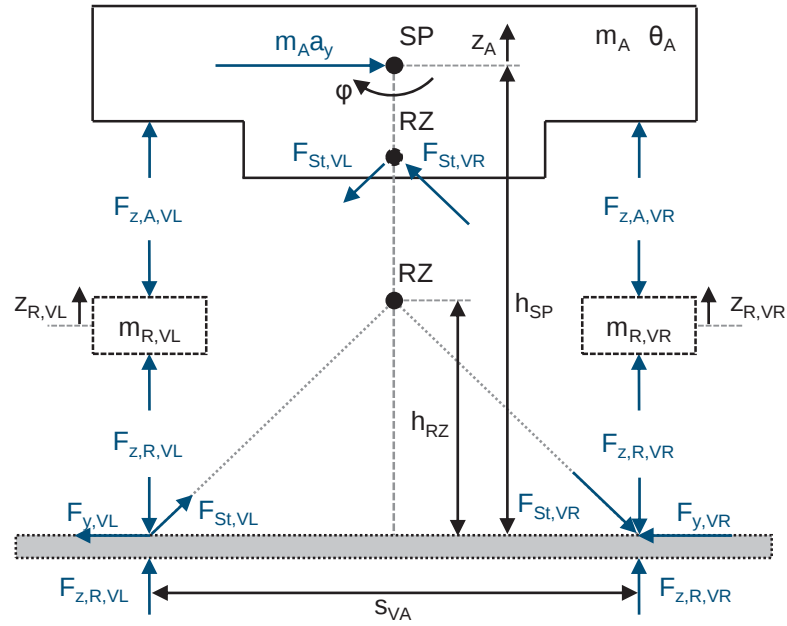


Abbildung 4.26: Freischnitt des vereinfachten Wankmodells für eine Achse

Anhand der mathematischen Beschreibung der Aufbaufreiheitsgrade ergibt sich für die Hubbewegung z_A folgende Differentialgleichung 2. Ordnung:

$$\ddot{z}_A = \frac{\sum_{i=VL}^{HL} F_{z,A,i}}{m_A}. \quad (4.38)$$

Die Wankbewegung des Aufbaus φ ist folgendermaßen beschreibbar:

$$\ddot{\varphi} = \frac{\sum_{i=V}^H \frac{s_{iA}}{2} \cdot F_{z,A,iL} - \sum_{i=V}^H \frac{s_{iA}}{2} \cdot F_{z,A,iR} + \sum_{i=VL}^{HL} h_{SP} \cdot F_{y,i}}{\Theta_A}. \quad (4.39)$$

Die vertikalen Aufbaukräfte $F_{z,A,iL}$ und $F_{z,A,iR}$ mit $i = V, H$ unter Berücksichtigung der aktiven Wankstabilisierungskräfte $F_{z,AWS}$ an den jeweiligen Fahrzeugecken lauten:

$$F_{z,A,iL}(z_{Radhub}) = F_{z,F}(z_{Radhub}) + F_{z,D}(\dot{z}_{Radhub}) - F_{z,AWS}(a_y) - F_{z,Stuetz,iL}(z_{Radhub}). \quad (4.40)$$

und

$$F_{z,A,iR}(z_{Radhub}) = F_{z,F}(z_{Radhub}) + F_{z,D}(\dot{z}_{Radhub}) + F_{z,AWS}(a_y) + F_{z,Stuetz,iR}(z_{Radhub}). \quad (4.41)$$

Der Radhub z_{Radhub} und die Radhubgeschwindigkeit $\dot{z}_{Radhub} = \frac{dz_{Radhub}}{dt}$ sind dabei wie folgt definiert:

$$z_{Radhub} = z_R - z_A. \quad (4.42)$$

In Gleichung 4.40 und Gleichung 4.41 wird die Aufstützkraft $F_{z,Stuetz}$ für die Vorder- und die Hinterachse berücksichtigt. Die Aufstützkraft lässt sich folgendermaßen mathematisch beschreiben [Mat07], [Frö08], [Aja14]:

$$F_{z,Stuetz,iL}(z_{Radhub}) = F_{y,iL}(a_y) \cdot \tan\left(\frac{h_{RZ}(z_{Radhub})}{s_i(z_{Radhub})} - \varphi\right) \quad (4.43)$$

und

$$F_{z,Stuetz,iR}(z_{Radhub}) = F_{y,iR}(a_y) \cdot \tan\left(\frac{h_{RZ}(z_{Radhub})}{s_i(z_{Radhub})} + \varphi\right). \quad (4.44)$$

Die Seitenkräfte $F_{y,iL}$ und $F_{y,iR}$ sind initial betragsmäßig gleich. Bei steigenden Querbeschleunigungen und steigenden Radlasten dominiert das nichtlineare Reifenverhalten [MW04], [Pac06]. Somit steigt die Seitenkraft des kurvenäußeren Rades weiter an, während die Seitenkraft des kurveninneren Rades bereits ein degressives Verhalten aufweist. In [Aja14] wird dieser Effekt durch einen einfachen Ansatz berücksichtigt, der auch in dieser Arbeit verwendet wird. Somit wird der Seitenkraftunterschied zwischen kurveninnerem und -äußeren Rad durch eine Kennlinie in Abhängigkeit der Querbeschleunigung $\eta(a_y)$ abgebildet. Die Umsetzung dieser Modellierung setzt bereits bekannte Reifeneigenschaften und Achsmassen m_i voraus und ergibt sich zu:

$$F_{y,iL}(a_y) = (1 - \eta(a_y)) \cdot \frac{m_i}{2} \cdot a_y \quad (4.45)$$

sowie

$$F_{y,iR}(a_y) = \eta(a_y) \cdot \frac{m_i}{2} \cdot a_y. \quad (4.46)$$

Die Hubbewegung des jeweiligen Rades kann durch die Differentialgleichung 2. Ordnung beschrieben werden:

$$\ddot{z}_{R,i} = \frac{\sum_{i=VL}^{HL} F_{z,R,i} - \sum_{i=VL}^{HL} F_{z,A,i}}{m_{R,i}} \quad (4.47)$$

mit

$$F_{z,R,i} = c_{z,R,i} \cdot z_{R,i} + d_{z,R,i} \cdot \dot{z}_{R,i}. \quad (4.48)$$

Nachdem die Modellierung des Wankmodells ausführlich beschrieben ist, fehlt noch die Validierung gegenüber dem Fahrzeugmodell (Zweispurmodell), das als Referenz dient. Hierzu erfolgt eine Validierung mithilfe acht verschiedener Fahrzeuge, wobei ein Fahrzeug exemplarisch detaillierter dargestellt wird. In Abbildung 4.27 ist ein Vergleich des Wankwinkels über der Querbeschleunigung zwischen Referenzmodell mit dem vereinfachten Wankmodell beim Fahrmanöver Lenkradwinkelrampe zu sehen. Im Vergleich zum Referenzmodell zeigt das vereinfachte Wankmodell im Querbeschleunigungsbereich bis etwa 2 m/s^2 eine geringfügige Abweichung. Sie ist auf das Systemmodell der aktiven Wankstabilisierung zurückzuführen, da im vereinfachten Wankmodell jegliche Systemdynamik vernachlässigt wird. Innerhalb der Analysen lässt sich diese Abweichung auf ein fehlendes Hystereseverhalten der Spulen im Druckbegrenzungsventil des Systems zurückführen, das nicht abgebildet ist. Im Grenzbereich über einer Querbeschleunigung von 8 m/s^2 zeigen sich die Vereinfachungen hinsichtlich der Reifeigenschaften. Insgesamt ist das Approximationsergebnis sehr gut, da in weiten Teilen der Verlauf des Wankwinkels sehr gut abgebildet wird und die vorhandenen Abweichungen im Bereich von etwa 5 % liegen.

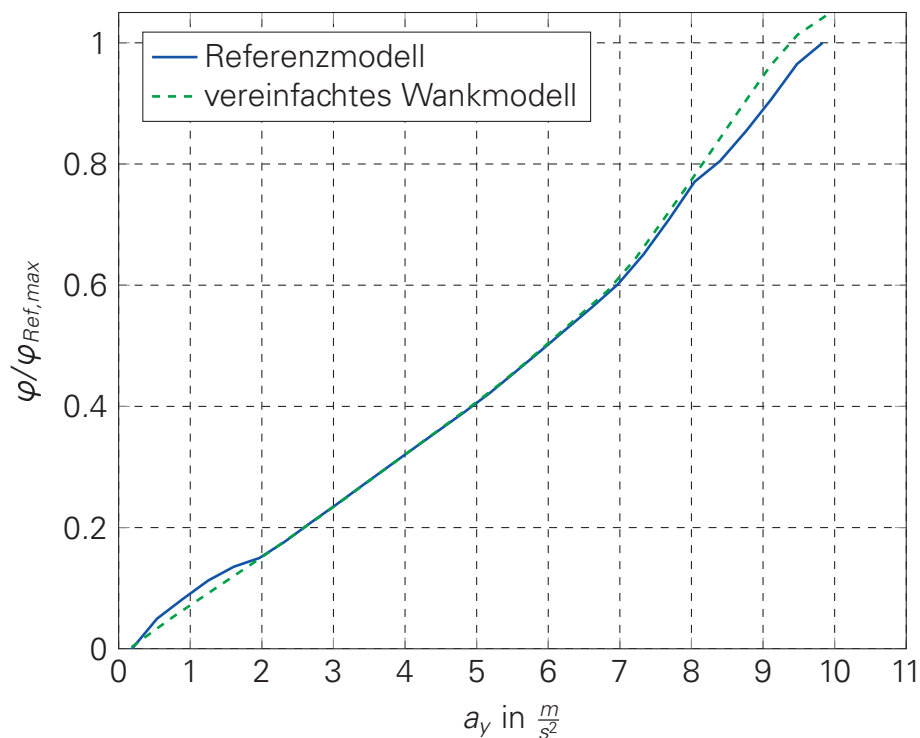


Abbildung 4.27: Vergleich des Wankwinkels zwischen Referenzmodell und vereinfachtem Wankmodell auf Fahrzeugeigenschaftsebene

Eine Gesamtübersicht der Ergebnisse über die acht Fahrzeuge der oberen Mittelklasse, der Oberklasse und auch Geländewagen ist in Abbildung 4.28 in gewohnter Form gegeben. Es wird ergänzend zum Wankwinkel bei $a_y = 7 \text{ m/s}^2$ ein weiterer Kennwert

bei einer Querbewegung von $a_y = 3 \text{ m/s}^2$ berücksichtigt, da sich das Wankverhalten des Fahrzeugs exakter analysieren lässt. Für 75 % aller Fahrzeuge liegt der Wankwinkel bei der niedrigeren Querbewegung unterhalb von 4,3 % bzw. es existiert ein Ausreißer innerhalb der Stichprobe mit etwa 7 % Abweichung im Vergleich zum Referenzfahrzeug. Insgesamt sind die Abweichungen bei $a_y = 3 \text{ m/s}^2$ aufgrund der kleinen Werte bei geringsten Abweichungen höher, da im Bereich der wankstabilisierten Fahrzeuge der Wankwinkel absolut sehr gering ist. Somit wird eine kleine Abweichung stark gewichtet. Bei Abbildung 4.27 handelt es sich um ein Fahrzeug mit 2 % Abweichung, und es ist im Verlauf kein wesentlicher Unterschied zu erkennen. Unter Berücksichtigung des zweiten Kennwerts (Wankwinkel bei $a_y = 7 \text{ m/s}^2$) zeigt sich das sehr gute Approximationsergebnis für die aktive Wankstabilisierung inklusive aller Vereinfachungen, wie z. B. Parametermodelle, Linearisierungen und Seitenkraftverhalten der Reifen. 75 % der Stichprobenfahrzeuge haben eine Abweichung unterhalb von 1,3 % im zweiten Kennwert.

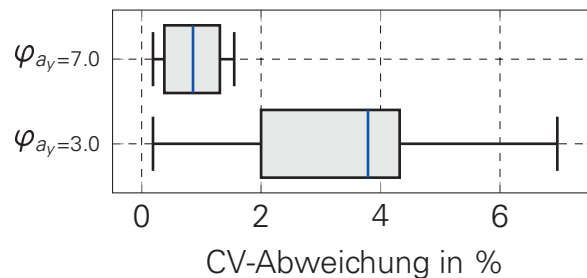


Abbildung 4.28: Validierungsergebnis des Wankmodells auf Fahrzeugeigenschaftsebene

ZUSAMMENFASSUNG

Es wurde ein einfaches iteratives Vorgehen zur Auslegung der stationären Eigenschaften der aktiven Wankstabilisierungsfunktion entwickelt. Beginnend mit den beiden relevanten Teilfunktionen der Berechnung des maximalen Wankmoments und der Momentenverteilung zwischen Vorderachs- und Hinterachssystem, ist mithilfe der entwickelten Parametermodelle eine iterative Modifikation möglich. Des Weiteren wird eine erste Möglichkeit der Bewertung der Funktionseigenschaften geschaffen. Ergänzend wird das stark vereinfachte Wankmodell zur Bewertung der Fahrzeugeigenschaften betrachtet. Dieses Wankmodell zeigt trotz vieler Vereinfachungen ein akzeptables Ergebnis und ist auch zur Bewertung von konventionellen Stabilisatoren geeignet. Somit ist eine schnelle und iterative Bewertung der aktiven Wankstabilisierungsfunktion auf Funktionseigenschafts- und Fahrzeugeigenschaftsebene im stationären Bereich möglich.

4.4 ADAPTIVE AUFBAUBEDÄMPFUNGSFUNKTION

Die Auslegung der adaptiven Aufbaubedämpfung hat das Ziel, die stationären Systemeigenschaften des Dämpfers auf Basis von Gesamtfahrzeugzielen festzulegen. Hierzu ist es notwendig, die Spreizung zwischen der Hart- und der Weich-Kennlinie des Dämpfers zu bestimmen. Dieses Vorgehen entspricht im Wesentlichen der Vorgehensweise für die konventionelle Dämpferauslegung und ist in [Rös12] ausführlich dargestellt.

Das Vorgehen lässt sich in die bereits in Abschnitt 4.1 erläuterte Methodik eingliedern. So wird in [Rös12] ein vereinfachtes Parametermodell für die Beschreibung eines Dämpfers eingeführt und validiert. Das parametrische Dämpfermodell vernachlässigt die Reibeffekte des Dämpfers und ist in Abbildung 4.29 dargestellt.

Das parametrische Dämpfermodell besitzt zwei Bereiche: den Zug- und den Druckbereich. Die Dämpfercharakteristik wird über eine stückweise lineare Funktion mit den folgenden Parametern für den Zugbereich abgebildet:

- dem Gradienten $g_{z,1}$ zur Abbildung der Dämpferkraft aus der Nulllage,
- dem zweiten Gradienten $g_{z,2}$ zur Abbildung des degressiven Dämpferkraftverlaufes bei steigenden Dämpfergeschwindigkeiten,
- der Dämpferkraft $F_{D,z,0.5}$ bei einer Dämpfergeschwindigkeit $v_D = 0,5 \text{ m/s}$ und
- dem Zug-Druck-Verhältnis $k_{z,d}$.

Die korrespondierenden Parameter des Druckbereichs ergeben sich zu $g_{d,1} = \frac{g_{z,1}}{k_{z,d}}$, $g_{d,2} = \frac{g_{z,2}}{k_{z,d}}$ und $F_{D,d,0.5} = \frac{F_{D,z,0.5}}{k_{z,d}}$. Eine ausführliche Erläuterung und Validierung des parametrischen Dämpfermodells sind in [Rös12] dargestellt.

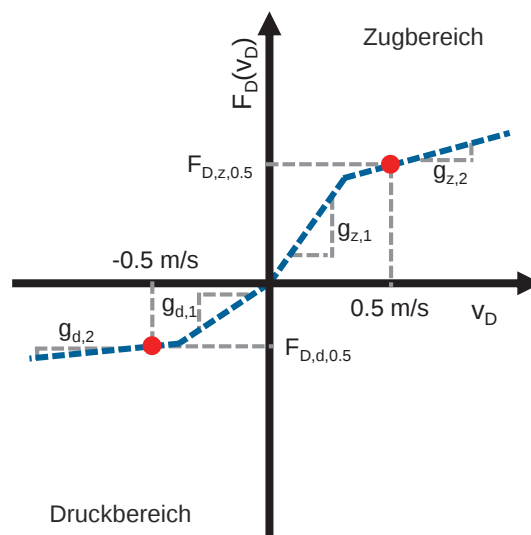


Abbildung 4.29: Parametrisches Dämpfermodell in Anlehnung an [Rös12]

Ebenso wird in [Rös12] eine Vorgehensweise zur Bestimmung der Dämpfereigenschaften auf Basis von Gesamtfahrzeugzielen vorgestellt. Exemplarisch wird die Bestimmung des ersten Gradienten erläutert. Die Vorgehensweise setzt eine bereits definierte

Tragfedersteifigkeit $c_{LF,dyn,KO}$ bzw. Tragfederkraft voraus, die z. B. mit der stationären Funktionsauslegung für die adaptive Niveauregulierung aus Abschnitt 4.2 bestimmt werden kann. Als Modellvorstellung dient wiederum der Einmassenschwinger, und die gewünschte Fahrzeugeigenschaft stellt das Aufbauschwingverhalten in Form eines Lehrschen Dämpfungsmaßes D_A dar. Der erste Gradient $g_{z,1}$ lässt sich unter Vorgabe eines gewünschten Aufbauverhaltens für die jeweilige Fahrzeugachse folgendermaßen bestimmen:

$$g_{z,1,VA/HA} = 2 \cdot D_{A,VA/HA} \cdot \sqrt{c_{LF,dyn,KO,VA/HA} \cdot m_{A,VA/HA,gef}}. \quad (4.49)$$

Die Bestimmung der weiteren Modellparameter wird in [Rös12] vorgestellt.

Eine Besonderheit ergibt sich für den semiaktiven Verstelldämpfer, da er nicht nur eine Kennlinie besitzt, sondern zwischen einer Weich- und einer Hartkennlinie in Abhängigkeit der Dämpferbestromung kontinuierlich verstellt werden kann. Daher kann die Vorgehensweise zur Auslegung des Dämpfers beibehalten werden. Es müssen jedoch weitere Kriterien für die Bestimmung der jeweiligen Dämpferkennung berücksichtigt werden, die in diesem Abschnitt näher erläutert werden sollen. In [Kol08] sind die wesentlichen Kriterien für die Festlegung der beiden Kraftkennungen eines Verstelldämpfers erläutert. Folgende Kriterien werden für die Auslegung des Verstelldämpfers berücksichtigt:

- Zug- und Druckrichtung behalten die asymmetrische Form des konventionellen Dämpfers mit geringeren Druck- als Zugkräften. Somit werden der Störeintrag in das Fahrzeug verringert [Mat07] und die Karosseriebelastung reduziert. Empirische Untersuchungen zeigen ebenfalls, dass Zugkräfte weniger von Fahrzeuginsassen wahrgenommen werden als Druckkräfte.
- Die Weichkennlinie des Dämpfers für Zug- und Druckrichtung wird so gewählt, dass der gewünschte Aufbaukomfort bei Sicherstellung einer ausreichenden Radbedämpfung garantiert werden kann.
- Die Hartkennlinie in Zug- und Druckrichtung unterliegt dem Kriterium der Fahrstabilitätsgewährleistung in dynamischen Fahrmanövern und der jeweiligen Verstelldämpferausführung.

ZUSAMMENFASSUNG

Das Vorgehen bei der Auslegung von konventionellen oder geregelten Dämpfungseigenschaften ist prinzipiell ähnlich. Aus diesem Grund kann auf eine bereits entwickelte Auslegungsmethodik aus [Rös12] zurückgegriffen werden. Mithilfe der Fahrzeugeigenschaften in Form eines Lehrschen Dämpfungsmaßes für die vertikale Aufbaubewegung kann unter Nutzung des Parametermodells die gewünschte Dämpferkennlinie abgeleitet werden. Im Gegensatz zu konventionellen Realisierungsmöglichkeiten sind weitere Kriterien bei der Auslegung zu berücksichtigen, die in diesem Abschnitt erläutert wurden. Zur Bewertung der Fahrzeugeigenschaften werden die identischen, vereinfachten Fahrzeugmodelle der adaptiven Niveauregulierungsfunktion (Abschnitt 4.2) herangezogen.



5 MODELLIERUNG DER DYNAMISCHEN FUNKTIONSEIGENSCHAFTEN

5.1 METHODIK

In Kapitel 4 wurde die Funktionsauslegung aufgrund der hohen Parameterveränderlichkeit in der frühen Entwicklungsphase zunächst stationär betrachtet. Somit werden die Funktionen nicht in ihrer Gesamtheit modelliert und ausgelegt, da sie auch maßgeblich durch ihre Dynamikanforderungen charakterisiert werden. Im Folgenden wird eine generische Methodik vorgestellt, die eine effiziente Vorgehensweise zur Erstellung von dynamischen Funktionsmodellen ermöglicht. Ein erster Ansatz ist in [SFP13] für eine aktive Wankstabilisierung beschrieben und wird als Basis für die Methodik zugrunde gelegt.

Ausgangspunkt für die Entwicklung des dynamischen Funktionsmodells stellt das Wissensmanagementsystem mit der Identifikation der notwendigen Fahrmanöver dar. Mithilfe der bekannten Fahrmanöver können die relevanten Arbeitspunkte auf Funktions- und Systemebene für die nachstehende Analyse bestimmt werden. Die Gliederung in Funktions- und Systemebene und eine spätere Zusammenführung zu einem dynamischen Funktionsmodell sorgen für die Modularitätserhaltung bei definierten Systemschnittstellen. Somit kann die Durchgängigkeit im Entwicklungsprozess zwischen Fahrzeugregelung und Fahrwerkregelsystem sichergestellt werden. Die Möglichkeiten sind in Abbildung 5.1 veranschaulicht. Somit gibt es neben den einrahmenden Möglichkeiten in der Konzept- und der Serienentwicklungsphase zwei weitere Kombinationen: Die erste Kombination ermöglicht die Durchgängigkeit des virtuellen Entwicklungsprozesses, da ein physikalisches Systemmodell nach dem domänenspezifischen Entwurf durch den Zulieferer in Kombination mit dem vereinfachten Reglerfunktionsmodell eine schnelle Beurteilungsmöglichkeit auf Gesamtfahrzeugebene schafft. Somit kann der Einfluss von Anforderungsabweichungen auf Systemebene direkt im Fahrzeugmodell bewertet werden. Der zweite Zweig ist die seriennahe Funktionsweiterentwicklung unter Berücksichtigung von Initialisierungs-, Fail-Safe- und weiteren Funktionen, bei denen nicht unbedingt ein detailliertes Systemmodell vorliegen muss, aber die Systemrandbedingungen durch das vereinfachte Systemmodell berücksichtigt werden.

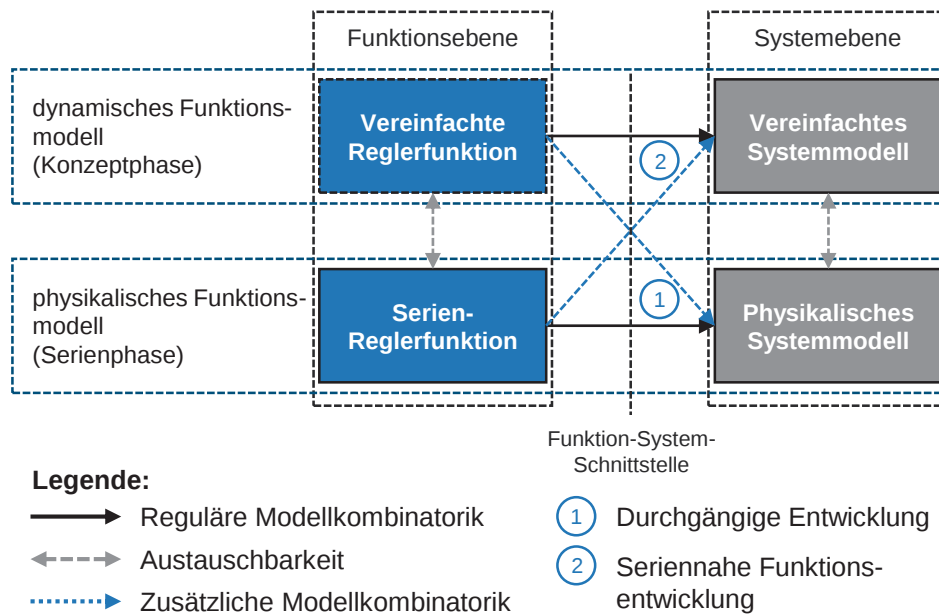


Abbildung 5.1: Kombinationsmöglichkeiten durch modulare Modellstruktur

In Abbildung 5.2 ist die Gesamtmethodik zur Entwicklung von dynamischen Funktionsmodellen dargestellt. Die wesentlichen Methodikbestandteile werden im Kapitelverlauf näher erläutert und lassen sich folgendermaßen zusammenfassen:

- Wissensmanagementsystem aus Kapitel 3,
- Systemanalyse und -synthese (Systemebene) sowie
- Fahrzeugregelungsanalyse und -synthese (Fahrzeugebene).

WISSENSMANAGEMENT

Den Startpunkt der Modellierung von dynamischen Funktionseigenschaften stellt das Wissensmanagementsystem aus Kapitel 3 dar. Es bietet mithilfe der Funktionswirkkette die Möglichkeit, eine Verknüpfung zwischen Fahrzeugeigenschaften und der entsprechenden Funktion herzustellen. Somit wird sichergestellt, dass alle wichtigen Fahrzeugeigenschaften bei der Modellierung wie auch der Validierung berücksichtigt werden. Unter Berücksichtigung der eingeführten Eigenschaftsgewichtung kann eine Klassifizierung der Fahrzeugeigenschaften vorgenommen werden. Zur effizienten Modellentwicklung werden zunächst nur die dominant beeinflussten Eigenschaften (siehe Abschnitt 3.1) betrachtet, da so die wesentlichen Arbeitspunkte der Funktion berücksichtigt sind.

Im nächsten Schritt werden mittels der Objektivierungswirkkette die notwendigen Fahrmanöver und die zu betrachtenden charakteristischen Werte der dominant beeinflussten Fahrzeugeigenschaften bestimmt. Dies stellt dann den Startpunkt für die Funktions- und die Systemanalyse dar.

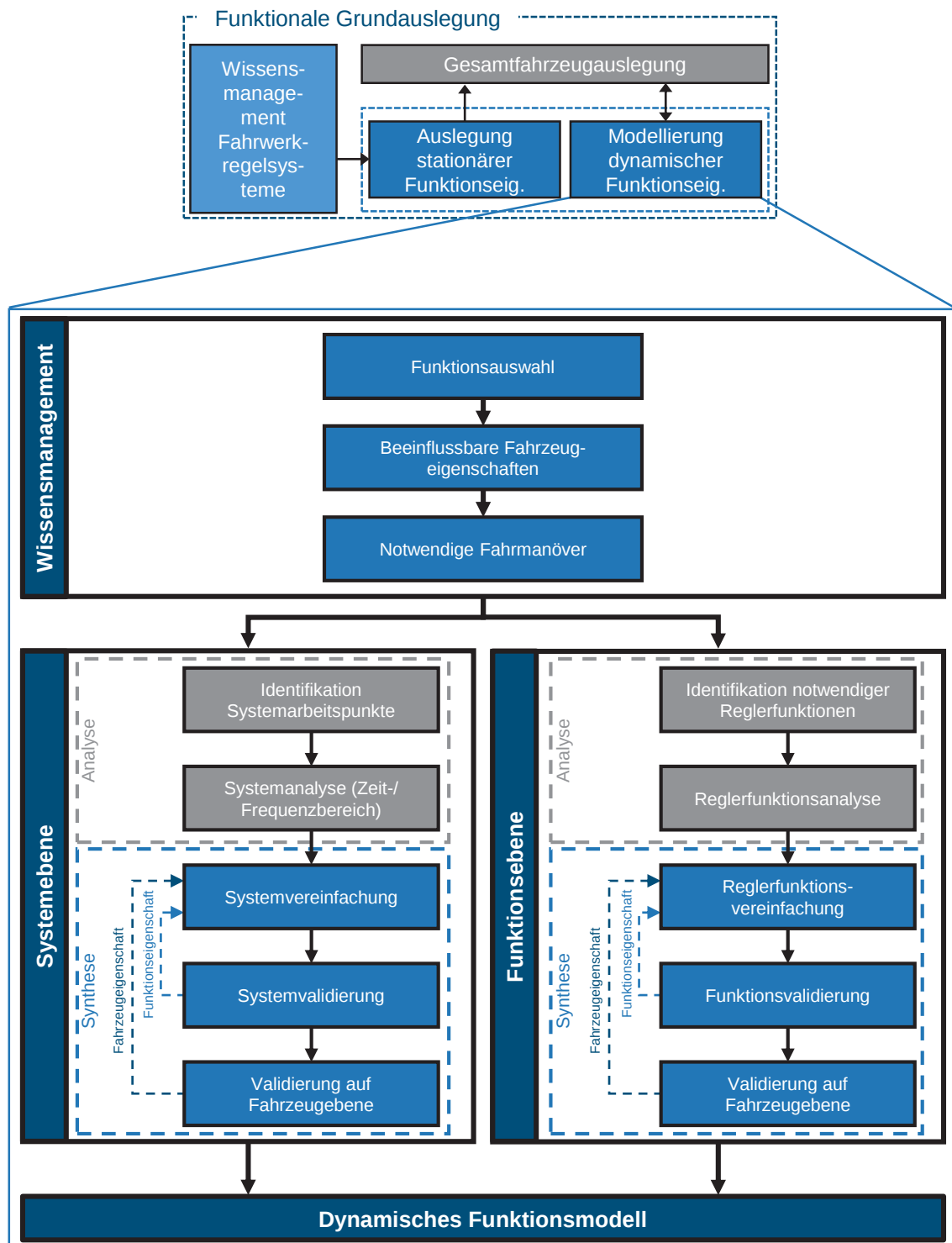


Abbildung 5.2: Methodik zur Entwicklung von dynamischen Funktionsmodellen

FUNKTIONSEBENE

Die Funktionsebene ist in zwei Bereiche gegliedert (siehe Abbildung 5.2). Der erste Teil ist die klassische Analyse und der zweite Teil die Synthese, d. h. die Umsetzung der gewonnenen Erkenntnisse in die Modellierung.

Der Analyseteil beginnt mit der Identifikation der notwendigen Reglerfunktionen, da eine Funktion meist aus vielen Teilfunktionen zusammengesetzt ist, wie z. B.:

- den Fahrfunktionen, die den Kern der Reglerfunktion darstellen,
- den Initialisierungsfunktionen, die im realen Fahrbetrieb für eine Initialisierung des Regelsystems zu Beginn der Fahrt sorgen und damit die Funktion sicherstellen,
- den Überwachungsfunktionen, sogenannten Fail-Safe-Funktionen, die während der Fahrt über Sensorgrößen des Fahrzeugs und des Systems eine Beherrschbarkeit des Fahrzeugs bei Funktions- oder Systemausfall sicherstellen,
- den Signalverarbeitungsfunktionen, die Filterfunktionen und Beobachter umfassen, und
- den Werkstattfunktionen, die im Wartungs- und Servicefall genutzt werden.

Es lässt sich leicht erkennen, dass nicht alle Funktionen innerhalb einer funktionalen Grundauslegung gleich wichtig sind und in den ausgewählten Fahrmanövern genutzt werden. Die Annahme eines funktionstüchtigen Systems bzw. Fahrzeugs führt zu einer Vernachlässigung der Überwachungsfunktionen. Initialisierungs- und Werkstattfunktionen können ebenfalls vernachlässigt werden, da im Modell ideale Zustände angenommen werden können. Sollte sich jedoch eine dieser vernachlässigten Funktionen als wichtig herausstellen, wird es im Syntheseteil sichtbar. Somit werden die notwendigen Fahr- und Signalverarbeitungsfunktionen für die entsprechenden Fahrmanöver identifiziert. Sofern die notwendigen Funktionen und Teilfunktionen bekannt sind, kann deren Analyse beginnen. In diesem Schritt werden die wesentlichen Charakteristika, wie z. B. Fahrzeugzustandsabhängigkeiten und Funktionsumsetzung, untersucht.

Der Syntheseabschnitt beginnt mit der Umsetzung der gewonnenen Erkenntnisse aus dem Analyseteil. So können die Funktionsumsetzung vereinfacht oder auch Beobachter vernachlässigt werden, da deren Einfluss als gering eingestuft wird. Eine weitere Vereinfachung besteht in der Auflösung der Abhängigkeit von Fahrzeugzuständen, wie z. B. der Fahrzeuggeschwindigkeit oder -querbeschleunigung.

Anschließend kann die vereinfachte Reglerfunktion anhand des Referenzverhaltens der Serienfunktion validiert werden, um so die getroffenen Vereinfachungen auf der Funktionseigenschaftsebene zu bestätigen und ggf. Änderungen zu veranlassen.

Die endgültige Validierung wird auf Fahrzeugeigenschaftsebene durchgeführt, da es sich um ein nichtlineares Modell handelt und der direkte Durchgriff von Funktionsabweichungen auf Fahrzeugabweichungen nicht direkt vorhersagbar ist. Somit wird der iterative Vereinfachungsprozess innerhalb der Synthese erst nach diesem Validierungsschritt abgeschlossen und ein vereinfachtes Funktionsmodell für die Funktionsebene bestätigt. Die Validierung erfolgt mittels eines kennlinienbasierten Zweispurmodells, sofern nicht explizit eine andere Referenz genannt wird [KPD⁺06], [MW04], [HEG11], [Amm97], [Ada14].

SYSTEMEBENE

Die Vorgehensweise auf Systemebene (vgl. Abbildung 5.2) ist, analog zu derjenigen auf Funktionsebene, in die zwei Teile Analyse und Synthese gegliedert. Zu Beginn werden die Arbeitspunkte des Systems anhand der Fahrmanöver bestimmt. Im Anschluss können die bekannten Methoden und Techniken zur Analyse von Systemen aus der Regelungstechnik angewendet werden. Es werden bewusst etablierte Methoden genutzt, da so die Anwendung in der Praxis gegeben ist. So können zur Analyse die klassischen Methoden der Regelungs- oder der Systemtechnik [Lun10a], [Lun10b], [Föl08], [Ise06], [Lju87] genutzt werden, etwa die folgenden:

- Zeitbereichsanalysen,
- Frequenzganganalysen und
- Analysen des quasistatischen Verhaltens.

Die Systemsynthese beginnt mit der Vereinfachung des Systems und einem Abgleich gegenüber dem Referenzverhalten als Validierungsschritt. Ein wichtiger Aspekt bei der Systemvereinfachung ist die Berücksichtigung des Kerngedankens des dynamischen Funktionsmodells, da es die Systemeigenschaften lösungsneutral beschreiben soll, d. h. detaillierte Eigenheiten des Systems oder Systemeigenschaften werden lösungsneutral abgebildet oder im ersten Schritt vernachlässigt. Die übergreifenden Systemeigenschaften können als erster Ansatz dem Wissensmanagement aus Kapitel 3 entnommen werden, da zu jeder Funktion lösungsneutrale Eigenschaften in der Funktionswirkkette definiert sind, die möglichst identisch sein sollten. So kann auch die Funktionsabbildung innerhalb des Wissensmanagements durch die Systemanalyse überprüft werden. Es handelt sich z. B. um Eigenschaften folgender Art:

- Maximale Stellgrößen, wie z. B. Systemkräfte, -momente, -stellwege oder -stellwinkel,
- Systembandbreiten, wie z. B. Systemzeitkonstanten,
- Eigenschaften des Systemschwing- bzw. Dämpfungsverhaltens und
- Reibungscharakteristika, die im System vorhanden sind.

Die finale Festlegung der Systemmodellierung erfolgt nach Validierung auf Fahrzeugebene analog der Funktionsvereinfachung, da eine Prognose auf Gesamtfahrzeugebene getroffen werden soll. Ist die Abweichung aufgrund der Systemvereinfachungen vertretbar, kann der iterative Prozess abgeschlossen werden.

Der letzte Schritt der Methodik besteht in der Verknüpfung des vereinfachten Funktions- und des Systemmodells zu einem dynamischen Funktionsmodell. Die Methodik stellt einen Idealprozess dar und wird innerhalb der drei folgenden Anwendungsbeispiele erläutert und validiert.

5.2 ADAPTIVE NIVEAUREGULIERUNGSFUNKTION

Die Funktion adaptive Niveauregulierung ist, wie in Abschnitt 4.2 bereits erwähnt, ein Sonderfall. Der Grund dafür ist, dass die Niveauregulierung ein quasistatischer Vorgang ist, der nur während der Inbetriebnahme des Fahrzeugs aktiv ist, um das Fahrniveau wiederherzustellen. Diese Funktion wird über eine Luftfeder realisiert, die bei der BMW AG lediglich an der Hinterachse des Fahrzeugs zum Beladungs- bzw. Niveaueingleich eingesetzt wird. Somit reduziert sich das Funktionsmodell der adaptiven Niveauregulierung im Wesentlichen auf ein einfaches Systemmodell einer Luftfeder, das in diesem Unterkapitel vorgestellt werden soll. Die Funktions- wie auch die Systembeschreibung sind in Abschnitt 3.2 ausführlich dargestellt.

Unter Nutzung des Wissensmanagementsystems lassen sich durch die Funktion folgende Fahrzeugsubeigenschaften (siehe Definition in [HB02]) dominant beeinflussen:

- der Wankwinkelverlauf über der Querschleunigung a_y ,
- die Aufbauanbindung des Fahrzeugs, der sogenannte Federungskomfort und die Aufbaubedämpfung, sowie
- die Parallelität des Fahrzeugaufbaus, allgemein auch Nickfederverhalten und Aufbaubedämpfung.

Für diese Fahrzeugsubeigenschaften werden die Fahrmanöver (stationäre Kreisfahrt, eine vertikale Straßenanregung mit steigender Anregungsfrequenz und unterschiedlichen Geschwindigkeitsamplituden sowie eine charakteristische, vermessene Straße zur Bewertung der Parallelität des Fahrzeugs) herangezogen. Die Zusammenhänge sind in Abbildung 5.3 unter Nutzung der Objektivierungswirkkette für die Funktion adaptive Niveauregulierung gezeigt.

Die Eigenschaften dieser Funktion sind eng verbunden mit den Systemeigenschaften einer Luftfeder. Eine Luftfeder wird im Wesentlichen durch das frequenzabhängige Verhalten der Steifigkeit charakterisiert [PP09], [PPW10]. Es existieren zwei charakteristische Bereiche: der quasistatische Bereich mit Frequenzanregungen von 0,001 Hz bis 0,01 Hz, der durch die sogenannte statische Steifigkeit der Luftfeder bei 0,01 Hz beschrieben wird, und der dynamische Bereich für Frequenzen höher als 1,0 Hz. Diese Eingrenzung lässt sich auf das thermische Verhalten der zu komprimierenden Luft innerhalb der Luftfeder zurückführen. Im Falle einer statischen vertikalen Anregung kann die induzierte Wärme durch die Luftkompression an die Umgebung abgegeben werden und ist somit als isothermer Prozess zu verstehen, da die Lufttemperatur nahezu konstant bleibt [Bae05], [VDI06]. Bei dynamischen Vertikalanregungen ist ein Wärmeaustausch mit der Umgebung nicht mehr möglich und führt zu einer steigenden Lufttemperatur. Somit führt die steigende Temperatur zu einer höheren Luftfedersteifigkeit und kann näherungsweise als adiabater Prozess angesehen werden, da kein Wärmeaustausch mit der Umgebung stattfindet [Bae05], [VDI06]. Der Zusammenhang zwischen statischer und dynamischer Steifigkeit ist qualitativ in Abbildung 5.4 zu sehen. Typischerweise liegt die Übergangsfrequenz der Luftfeder im Bereich zwischen 0,4 Hz bis 0,6 Hz, je nach Luftfederausführung, und kennzeichnet den sogenannten Übergangsbereich [PP09], [PPW10].

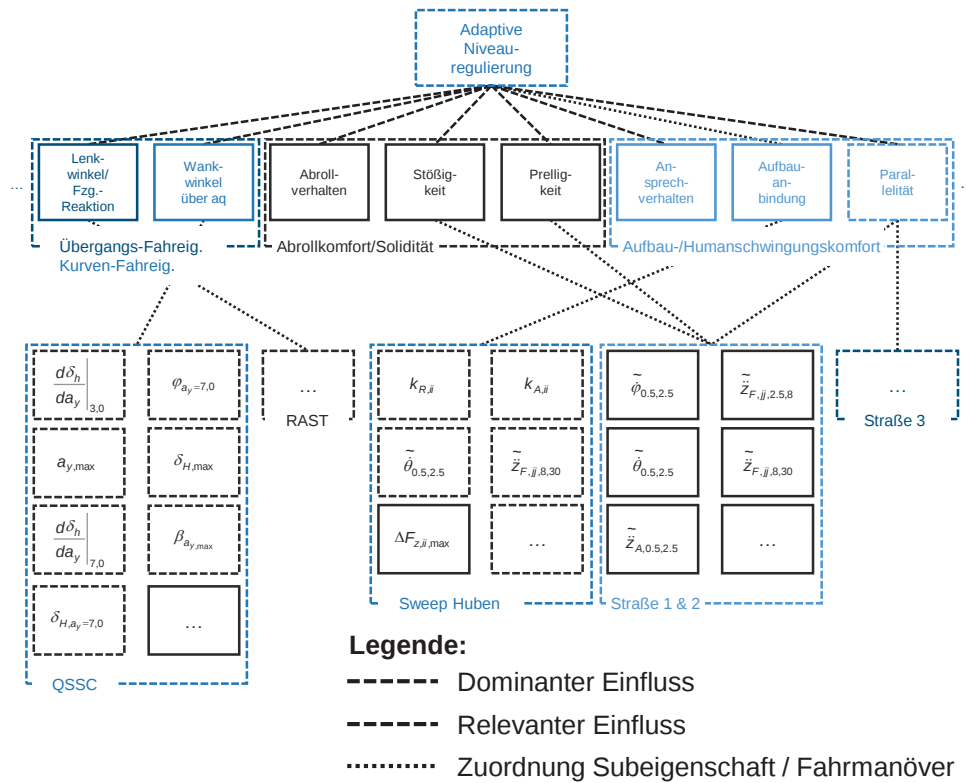


Abbildung 5.3: Notwendige Manöver zur Entwicklung des Funktionsmodells adaptive Niveauregulierung

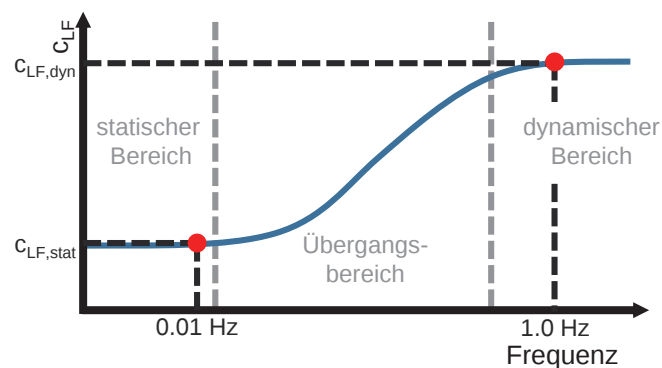


Abbildung 5.4: Qualitativer Verlauf der Luftfedersteifigkeit über der Frequenz

Neben der frequenzabhängigen Steifigkeit ist das Hystereseverhalten der Luftfeder aufgrund der Luftkompressibilität entscheidend, die in den beiden Grenzfrequenzen $f = 0,01 \text{ Hz}$ und $f = 1,0 \text{ Hz}$ nicht so ausgeprägt ist wie im Übergangsbereich. Dieses Hystereseverhalten ist in Abbildung 5.5 zu sehen. Das Ergebnis beruht auf einem detaillierten physikalischen Modell der Luftfeder [SP13].

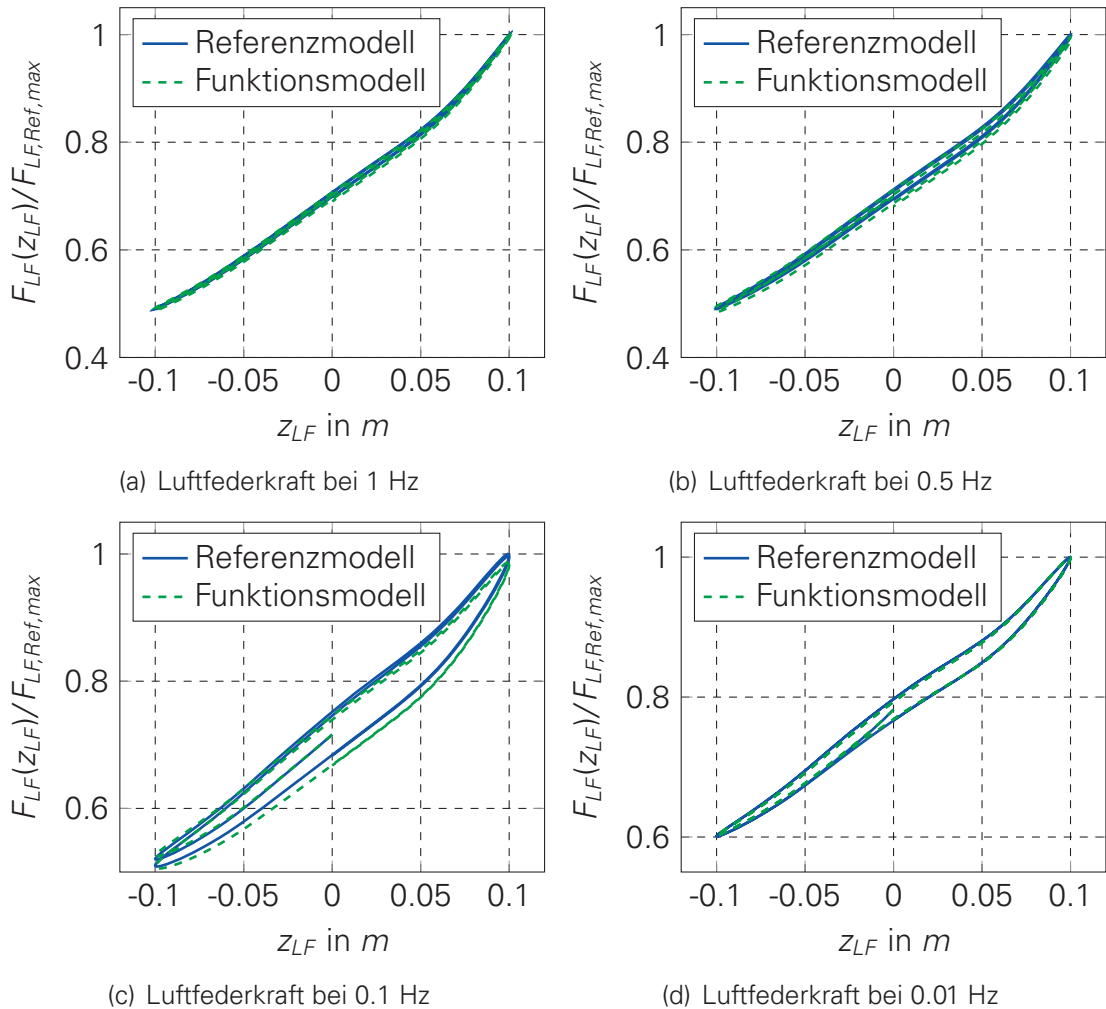


Abbildung 5.5: Vergleich der Luftfederkraft zwischen Referenzmodell und vereinfachtem Funktionsmodell bei unterschiedlichen Anregungsfrequenzen auf Funktionseigenschaftsebene

Diese Eigenschaften sollen auch durch das vereinfachte Funktions- bzw. Systemmodell abgebildet werden. Als Eingangsparameter des Modells dient der Luftfederweg z_{LF} , und als Parameter werden die statische $F_{LF,stat}(z_{LF})$ sowie die dynamische Luftfederkraft $F_{LF,dyn}(z_{LF})$ aus der stationären Auslegung (Abschnitt 4.2) bzw. der Kräfteffferenz, die berechnet werden kann, verwendet.

Das Luftfederverhalten kann dabei auf Kraftebene als Filter 1. Ordnung interpretiert werden, da die Kräfteffferenz zwischen statischer und dynamischer Kraft nur bei kleinen Frequenzen wirksam ist und bei hohen Frequenzen unterdrückt wird. Somit ergibt sich das Modell aus der dynamischen Kraft und der Kräfteffferenz $\Delta F_{LF,stat,dyn}$, die über

einen Tiefpassfilter 1. Ordnung mit der Eckfrequenz T_{LF} gefiltert wird. Mathematisch lässt sich das Modell wie folgt beschreiben:

$$F_{LF,Fkt}(z_{LF}) = F_{LF,dyn}(z_{LF}) + \Delta F_{LF,stat,dyn}(z_{LF}) \cdot \frac{1}{T_{LF} \cdot s + 1}. \quad (5.1)$$

Die Zeitkonstante T_{LF} beschreibt die Eigenfrequenz der Luftfeder, und durch den Tiefpassfilter kann das ausgeprägte Hystereseverhalten im Übergangsbereich zwischen den beiden Grenzfrequenzen $f = 0,01 \text{ Hz}$ und $f = 1,0 \text{ Hz}$ nachgebildet werden. Die Anpassung des Fahrzeugniveaus erfolgt über die Luftfederkraft in Konstruktionslage $F_{LF,KO}$, die innerhalb der Kraftkennfelder abgebildet ist und zu Beginn des Fahrmanövers bestimmt werden muss.

Ein Vergleich zwischen dem physikalischen und dem vereinfachten Modell ist in Abbildung 5.5 dargestellt. Die Hysterese und die Kraft werden durch das Funktionsmodell auch bei unterschiedlichen Anregungsfrequenzen gut abgebildet. Bei einer Anregungsfrequenz von $0,1 \text{ Hz}$ treten leichte Abweichungen auf, die akzeptabel sind. Eine finale Entscheidung über die Akzeptanz auf Basis der Validierung im Fahrzeugmodell ist erforderlich. Den Effekt der Lufttemperaturerhöhung nach mehrfachem periodischem Anregungsdurchlauf kann das Funktionsmodell nicht abbilden. Dieser Verhaltensunterschied ist vereinzelt in den Ergebnissen zu sehen, kann aber aufgrund der geringen Unterschiede als vernachlässigbar angenommen werden. Insgesamt ist das Ergebnis auf Systemebene bei allen Arbeitspunkten akzeptabel.

Zu Beginn des Unterkapitels ist auf die notwendigen Fahrmanöver eingegangen worden. Zur Reduktion des Validierungsaufwands wird ein nichtlineares Viertelfahrzeugmodell, wie in [Rös12], [SP13] beschrieben, verwendet und letztlich nur das Fahrmanöver einer vertikalen Straßenanregung mit steigender Anregungsfrequenz für unterschiedliche Geschwindigkeitsamplituden (siehe Abschnitt 1.5) durchlaufen. Dieses Manöver umfasst die niedrigen Frequenzen, den quasistatischen Bereich und den Übergang zu den hohen Frequenzanteilen. Sofern bei der Validierung mittels des Viertelfahrzeugmodells keine Auffälligkeiten auftreten, kann auf die Validierung mit den weiteren Fahrmanövern verzichtet werden, da die Anteile der stationären Kreisfahrt und der Straße zur Bewertung der Fahrzeugparallelität enthalten sind. Existieren keine gravierenden Abweichungen hinsichtlich Aufbaueigenfrequenz und -überhöhung, so sind keine Defizite in der Parallelität des Fahrzeugaufbaus aufgrund des vereinfachten Luftfedermodells zu erwarten.

Insgesamt wird die Validierung für 14 Fahrzeuge unterschiedlicher Fahrzeugklassen durchgeführt, um so die Modellgültigkeit mit den Vereinfachungen zu bestätigen. Abbildung 5.6 zeigt ein exemplarisches Ergebnis für die Geschwindigkeitsamplitude $v_{z,3}$. Diese Geschwindigkeitsamplitude entspricht der einer schlechten Landstraße. Es zeigen sich über den gesamten Frequenzbereich weder in Aufbau- noch in Radamplitudengang signifikante Abweichungen. Beide Frequenzgänge des Referenzmodells werden durch das dynamische Funktionsmodell sehr gut approximiert.

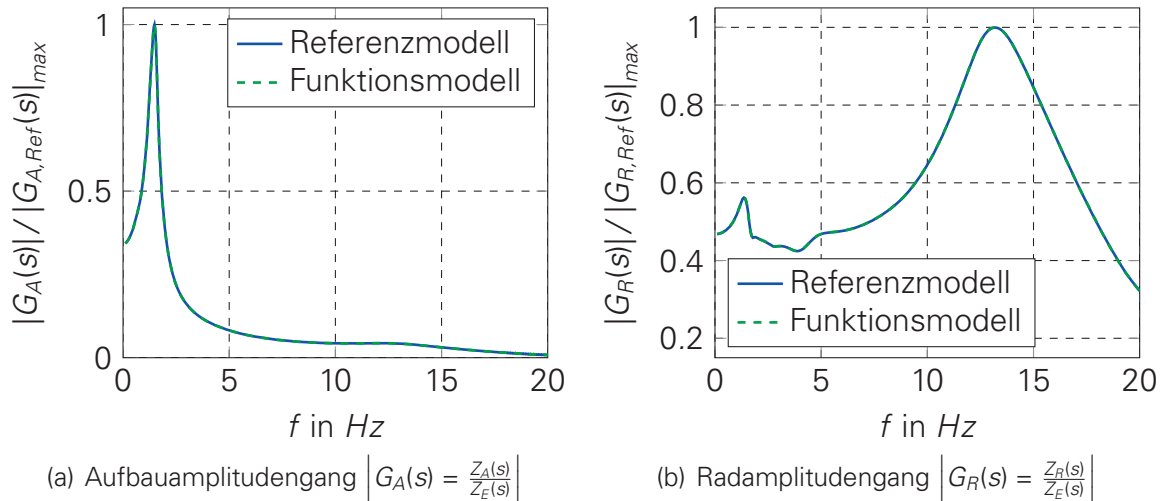


Abbildung 5.6: Exemplarischer Aufbau- $|G_A(s)|$ und Radamplitudengang $|G_R(s)|$ bei einer Vertikalgeschwindigkeitsanregung $v_{z,3}$ auf Fahrzeugeigenschaftsebene

Das Gesamtergebnis über alle 14 Fahrzeuge ist in Abbildung 5.7 zu sehen. Es wird anhand der charakteristischen Werte von Eigenfrequenzen und Überhöhungen sowohl für die Aufbau- als auch die Radübertragungsfunktion bewertet (siehe Abschnitt 1.5). Im radfrequenten Bereich sind die Abweichungen zwischen dem physikalischen Referenzmodell und dem Funktionsmodell marginal, da bei Frequenzanregungen im Bereich von 10 Hz bis 15 Hz die Luftfeder bereits ihr dynamisches Verhalten angenommen hat. Sollten in diesem Bereich Abweichungen auftreten, so können sie nur aus einer falschen dynamischen Luftfederkraft im Funktionsmodell resultieren.

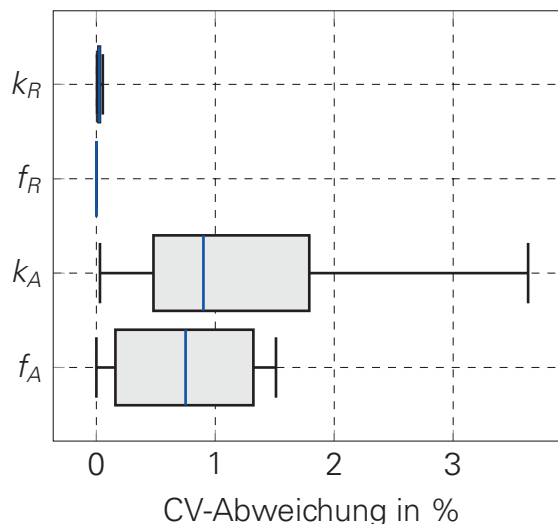


Abbildung 5.7: Validierungsergebnis des Funktionsmodells adaptive Niveauregulierung auf Fahrzeugeigenschaftsebene

Der aufbaufrequente Bereich, repräsentiert durch die Aufbaueigenfrequenz f_A und die Aufbauüberhöhung k_A , zeigt ebenfalls eine sehr geringe Abweichung. Im Fall der Aufbaueigenfrequenz liegen 75 % der analysierten Fahrzeuge unterhalb einer Abweichung von 1,3 %. Die Abweichung innerhalb der Aufbauüberhöhung liegt bei 1,8 %

für drei Viertel der Stichproben. Daher ist das sehr gute Approximationsergebnis für ein einziges Fahrzeug aus Abbildung 5.6 auf die weiteren Fahrzeuge unterschiedlicher Klassen übertragbar. Es handelt sich um ein einfaches Funktionsmodell für die adaptive Niveauregulierung, das sich aus der stationären Funktionsauslegung in Abschnitt 4.2 parametrieren lässt. Somit ist eine Durchgängigkeit zwischen den Auslegungsschritten gewährleistet.

ZUSAMMENFASSUNG

Die dynamischen Funktionseigenschaften der adaptiven Niveauregulierungsfunktion können mittels des Ansatzes eines einfachen Tiefpassfilters 1. Ordnung in Kombination mit statischem und dynamischem Kraftverlauf abgebildet werden. Dieser Modellansatz ermöglicht die Bestimmung der dynamischen Funktionseigenschaften und bietet eine akzeptable Abbildungsgüte. Ebenso ist die Parametrierbarkeit mithilfe der Auslegung der stationären Funktionseigenschaften aus Abschnitt 4.2 gewährleistet.

In Tabelle 5.1 sind zwei Kriterien zur Bewertung der Modelle aufgeführt. Einerseits wird die Parameteranzahl zur Bewertung der Einsatzfähigkeit in der frühen Entwicklungsphase, andererseits die notwendige Simulationszeit bei einer Gesamtfahrzeugsimulation herangezogen. Bei der Parameteranzahl werden skalare Parameter und Kennlinien als gleichwertig angesehen. Das Funktionsmodell benötigt nur ein Drittel der Parameter des physikalischen Modells und besitzt eine fast identische Aussagefähigkeit. Die Simulationszeit wird in diesem Beispiel durch das Fahrzeugmodell bestimmt. So kann bei der Simulationszeit kein Unterschied zwischen den Modellen festgestellt werden.

Modellart	Parameteranzahl	Simulationszeit (GFZG)
Funktionsmodell	3	3 Minuten
Referenzmodell	10	3 Minuten

Tabelle 5.1: Modellvergleich des Funktions- und des Referenzmodells

5.3 AKTIVE WANKSTABILISIERUNGSFUNKTION

Im folgenden Unterkapitel soll das Funktionsmodell für die aktive Wankstabilisierung hergeleitet und validiert werden. Funktions- und Systemaufbau sind bereits in Abschnitt 3.3 vorgestellt worden. Die Funktion besteht auf Fahrzeugebene im Wesentlichen aus drei bereits genannten Teilfunktionen (siehe Abbildung 3.8):

- Dem Querschleunigungsbeobachter,
- der Bestimmung des Gesamtwankmoments der aktiven Wankstabilisierung und
- der Momentenverteilung in Abhängigkeit von den Fahrzeugzuständen.

Die weiteren Teilfunktionen, wie Initialisierungs-, Fail-Safe-Funktionen etc., werden an dieser Stelle nicht weiter ausgeführt. Die Funktionsstruktur der aktiven Wankstabilisierung ist in Abbildung 3.8 dargestellt.

Zur Validierung wird der realisierte hydraulische Wankstabilisator herangezogen [KBB⁺00], [JBB⁺01], [SG04]. Dieses aktive hydraulische System besteht aus folgenden Bauteilen:

- Einem Druckregler mit der Struktur eines Zwei-Freiheitsgrad-Reglers,
- einer unterlagerten Reglerkaskade zur Regelung des Ventilstroms,
- einem Ventilblock,
- einem hydraulischen Schwenkmotor und
- notwendigen Druck- und Stromsensoren.

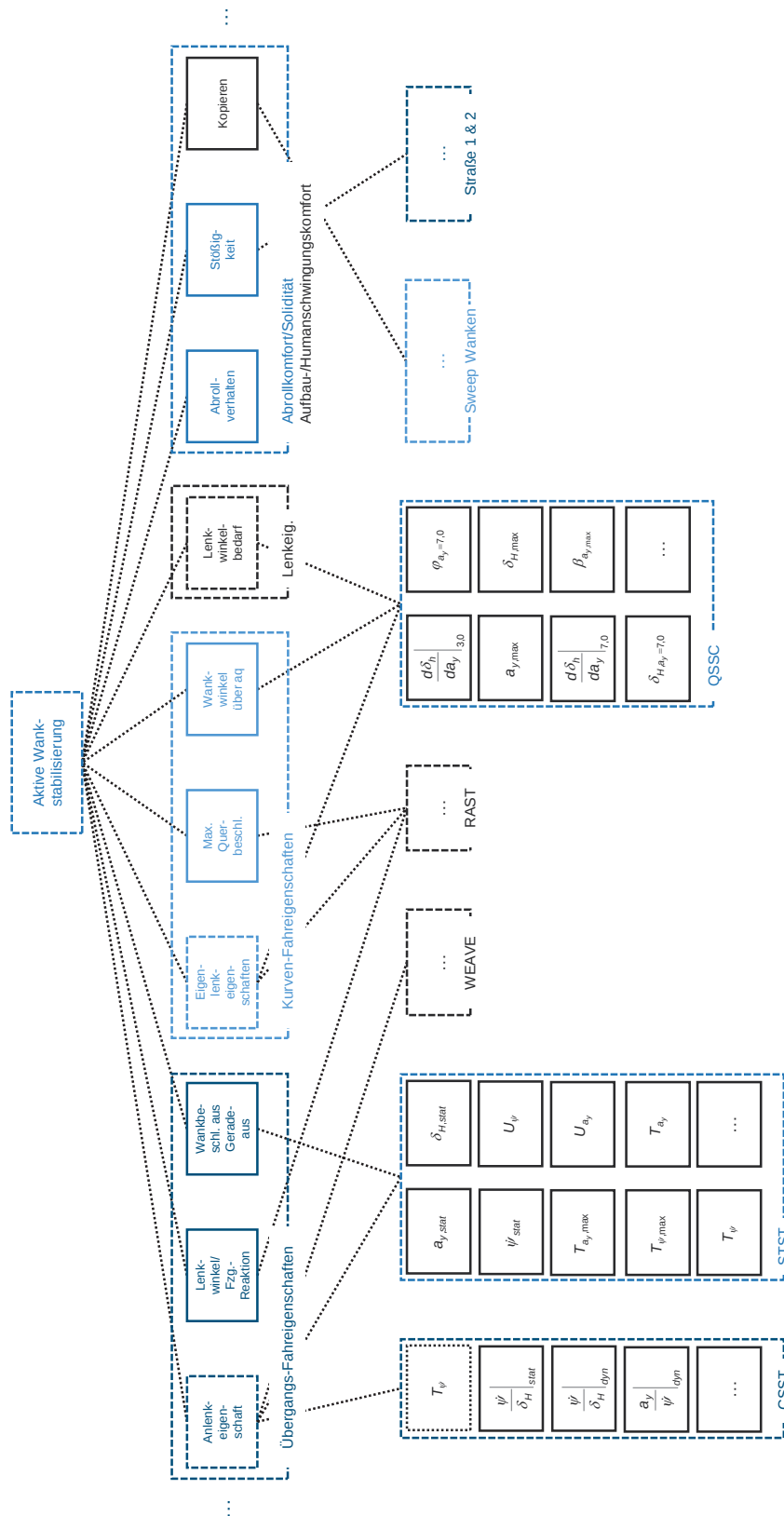
Das Zusammenwirken der Bauteile ist für einen aktiven Wankstabilisator in Abbildung 3.9 zu sehen.

Zu Beginn wird die Funktionswirkkette der aktiven Wankstabilisierung (Abschnitt 3.3) im Wissensmanagementsystem zur Bestimmung der notwendigen Fahrmanöver genutzt. Die aktive Wankstabilisierung beeinflusst sowohl die Quer- als auch die Vertikaldynamik des Fahrzeugs. Explizit lauten die dominant beeinflussten Fahrzeugsubeigenschaften (siehe Definition in [HB02]):

- Anlenkeigenschaften,
- Lenkwinkel zu Fahrzeugreaktion,
- Wankbeschleunigung aus Geradeausfahrt,
- Eigenlenkeigenschaften,
- maximale Querbeschleunigung,
- Wankwinkel über der Querbeschleunigung a_y ,
- Lenkwinkelbedarf,
- Abrollverhalten bzw. Abrollkomfort,
- Stößigkeit, allgemein auch Kantenempfindlichkeit, und
- Kopieren.

Die Funktionswirkkette zu den einzelnen Fahrzeugeigenschaften ist in Abschnitt 3.3 ausführlich beschrieben und in Abbildung 5.8 zu sehen. Die Funktion aktive Wankstabilisierung beeinflusst eine Vielzahl an Fahrzeugeigenschaften. Im Fokus der Entwicklung des dynamischen Funktionsmodells für die aktive Wankstabilisierung steht das Führungsverhalten der Funktion, da es die wichtige Eigenschaften der Fahrzeughorizontierung und der -agilisierung umfasst. Das Störverhalten hinsichtlich der Komforteigenschaften, wie Abrollverhalten, Stößigkeit und Kopieren, wird zweitrangig behandelt.

Die wichtigen Funktionen sind, wie eingangs beschrieben, die Beobachter-, die Gesamtwankmoment- und die Momentenverteilungsfunktion, die als Fahrfunktionen bezeichnet werden. Das Beobachtermodell ist ein invertiertes Einspurmodell, das fahrgeschwindigkeitsabhängig adaptiert wird. Es dient der Generierung einer voreilenden Querbeschleunigung in Abhängigkeit des Lenkradwinkels, um so das Totzeit- bzw. Trägheitsverhalten des Systems zu verbessern. Somit wird der Momentenaufbau des Systems



Legende:

- Dominanter Einfluss
- Relevanter Einfluss
- Zuordnung Subeigenschaft / Fahrmanöver

Abbildung 5.8: Notwendige Manöver zur Entwicklung des Funktionsmodells aktive Wankstabilisierung

an Vorder- und Hinterachse verbessert. In Abhängigkeit der Fahrzeugzustände wird eine Überblendung zur gemessenen Querbewegung vorgenommen. Innerhalb des Funktionsmodells ist dieser Beobachter übernommen worden.

Die Bestimmung des notwendigen Wankmoments beruht auf einer modellbasierten Steuerung, die auf einem stark vereinfachten Wankmodell basiert. Eingangsgröße ist die Fahrzeugquerbeschleunigung a_y , Ausgangsgröße das Gesamtmoment $M_{x,AWS}$. Die Funktion ist bereits in Abschnitt 4.3 eingeführt worden und lässt sich mathematisch folgendermaßen beschreiben:

$$M_{x,AWS} = \Delta h_{SP,RZ} \cdot m_A \cdot a_y + \Delta h_{SP,RZ} \cdot m_A \cdot g \cdot \sin(\varphi) - \frac{1}{2} \varphi (c_{VA} + c_{HA}) \cdot s_{VA}^2. \quad (5.2)$$

In Gleichung 5.2 wird der Applikationsparameter Wankwinkel $\varphi = f(a_y)$ als Funktion der Fahrzeugquerbeschleunigung vorgegeben.

Der letzte Fahrfunktionsteil beeinflusst die Wankmomentenverteilung des Fahrzeugs durch eine applizierbare Momentenverteilung $\Phi(v_x)$. So können in Abhängigkeit von der Fahrzeuggeschwindigkeit v_x die Verteilung des Gesamtwankmomentes $M_{x,AWS}$ auf den aktiven Wankstabilisator an Vorder- bzw. Hinterachse und damit Über- und Untersteuertendenz des Fahrzeugs beeinflusst werden. Es ergeben sich folgende Momente:

$$M_{x,VA,AWS} = \Phi(v_x) \cdot M_{x,AWS} \quad (5.3)$$

und

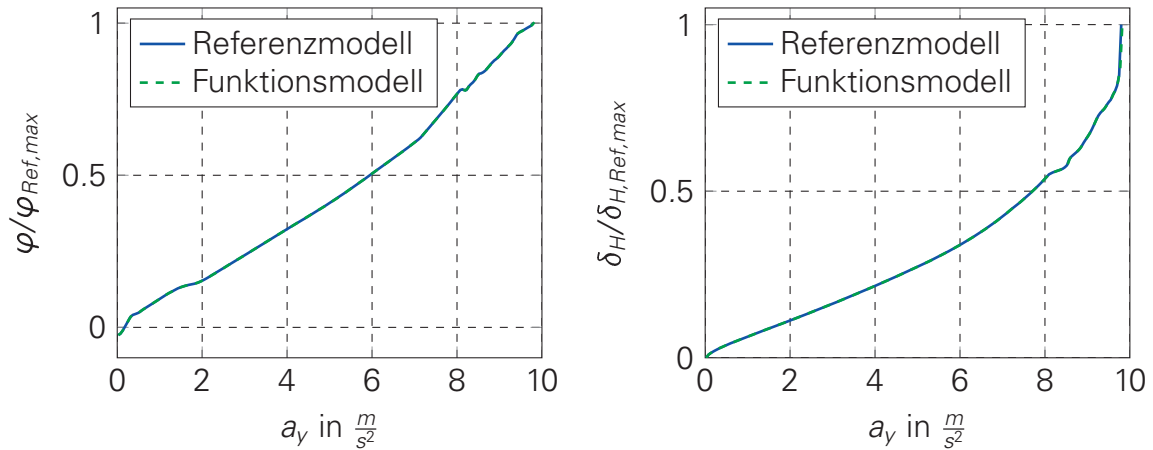
$$M_{x,HA,AWS} = (1 - \Phi(v_x)) \cdot M_{x,AWS} \quad (5.4)$$

mit der Momentenverteilung $\Phi(v_x)$:

$$\Phi(v_x) = \frac{M_{x,VA,AWS}}{(M_{x,VA,AWS} + M_{x,HA,AWS})}. \quad (5.5)$$

Somit sind die notwendigen Funktionsteile auf Fahrzeugebene beschrieben. Der Einfluss der angenommenen Vereinfachungen wird nun innerhalb der Funktionsvalidierung erläutert. Es wird die Validierung für ein Fahrzeug anhand der Fahrmanöver Lenkradwinkelsprung (STST) und Lenkradwinkelrampe (RAST) dargestellt (vgl. Abschnitt 1.5). Der Lenkradwinkelsprung stellt ein dynamisches Fahrmanöver dar und korreliert im linearen Bereich mit einem Sinussweep bei konstanter Lenkwinkelamplitude (CSST). Die Lenkradwinkelrampe ist im Gegensatz zur Sprunganregung ein stationäres Fahrmanöver und korreliert mit der stationären Kreisfahrt (QSSC). Die Ergebnisse für alle Fahrmanöver und Fahrzeuge verschiedener Klassen werden anhand der charakteristischen Werte erläutert, um so die Allgemeingültigkeit der Vereinfachungen zu beweisen.

Anhand des stationären Fahrmanövers einer Lenkradwinkelrampe werden zum Einen der Lenkradwinkel über der Querbeschleunigung und zum Anderen der Wankwinkel über der Querbeschleunigung in Abbildung 5.9 betrachtet. Das stationäre Verhalten der Referenzfunktion wird durch die vereinfachte Funktion sehr gut abgebildet. Weder im Wankwinkel- noch im Lenkradwinkelverlauf gibt es Unterschiede. Dies entspricht den Erwartungen, da die Fahrfunktionen beibehalten sind und die übrigen Funktionalitäten nur in Sonderfällen zum Einsatz kommen.



(a) Wankwinkelverlauf über Querbeschleunigung (b) Lenkradwinkel über Querbeschleunigung

Abbildung 5.9: Exemplarisches Ergebnis des Funktionsmodells auf Fahrzeugeigenschaftsebene bei einer Lenkradwinkelrampe bei $v_x = 100 \text{ km/h}$

Betrachtet man in Abbildung 5.10 zur Überprüfung des dynamischen Funktionsverhaltens die Ergebnisse des Lenkradwinkelsprungs für eine Fahrgeschwindigkeit $v_x = 100 \text{ km/h}$ und eine Zielquerbeschleunigung von $a_{y,Ziel} = 6 \text{ m/s}^2$, d. h. außerhalb des linearen Fahrzeugverhaltens, lässt sich die Aussage im stationären Fall nur bestätigen. Funktionsmodell und Referenzmodell zeigen keine Unterschiede auf Fahrzeugeigenschaftsebene. Diese Aussage lässt sich für alle wichtigen Fahrzeugzustände wie Wankwinkel, Querbeschleunigung, Giergeschwindigkeit und das Systemmoment der Vorderachse treffen (siehe Abbildung 5.10). Die weiteren Teilfunktionen, die vernachlässigt wurden, haben keinen signifikanten Einfluss auf das Fahrzeugverhalten unter Voraussetzung funktionsfähiger Systeme. Ist diese Tendenz auch bei den anderen Fahrzeugen gegeben, sind die Vereinfachungen innerhalb des Funktionsmodells zulässig.

Bisherige Ergebnisse und Aussagen basieren auf einem einzigen Validierungsbeispiel. Nun soll diese Aussage durch Validierung anhand weiterer Fahrzeuge unterschiedlicher Fahrzeugklassen bestätigt werden. Die Stichprobenanzahl beträgt dabei acht Fahrzeuge, wobei zur Untersuchung ein stationäres und ein dynamisches Fahrmanöver, wie im vorherigen Beispiel, herangezogen wird. Das Gesamtergebnis ist in Abbildung 5.11 zu sehen. Die Funktionsvereinfachungen führen im Lenkradwinkelsprung zu keinen Abweichungen innerhalb der Kennwerte, wie es auch in Abbildung 5.10 zu sehen ist und zu erwarten war, da die wesentlichen Funktionen beibehalten werden. Im Fall der Lenkradwinkelrampe zeigen sich bis auf wenige Ausnahmen geringe Abweichungen in den Kennwerten, die auf vernachlässigte Funktionsteile zurückzuführen sind. Mehr als 75 % aller Fahrzeuge liegen unterhalb von 1 % Abweichung. Somit sind die Funktionsvereinfachungen legitim und die Approximationsgüte ausreichend.

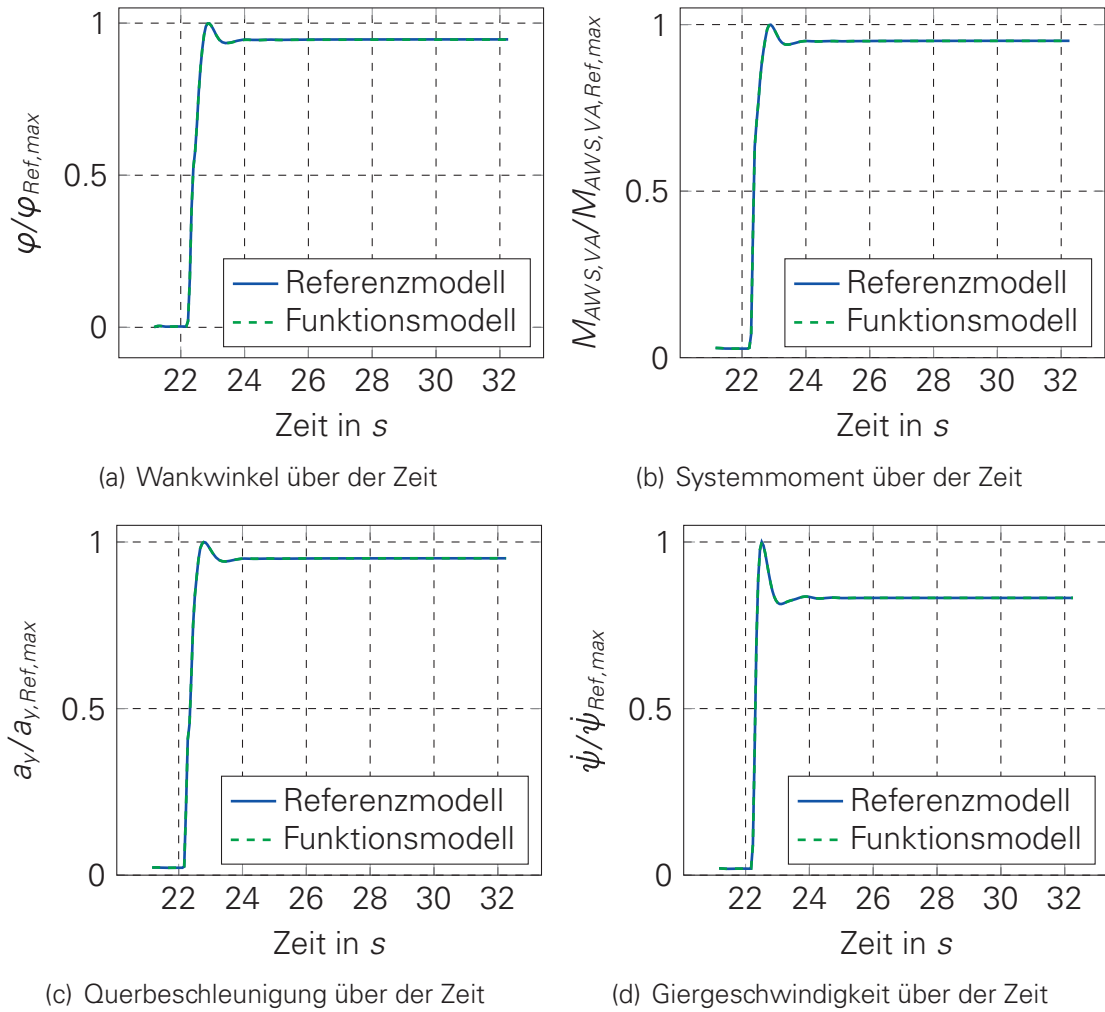


Abbildung 5.10: Exemplarisches Ergebnis des Funktionsmodells auf Fahrzeugeigenschaftsebene bei einem Lenkradwinkelsprung mit $v_x = 100 \text{ km/h}$ und $a_{y,Ziel} = 6 \text{ m/s}^2$

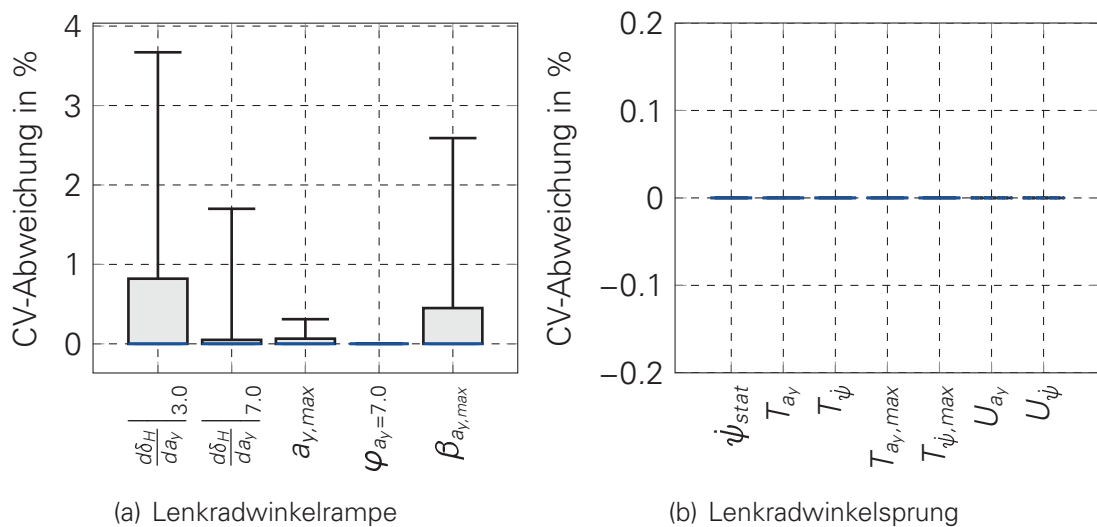


Abbildung 5.11: Validierungsergebnis der Funktionsvereinfachung aktive Wankstabilisierung auf Fahrzeugeigenschaftsebene

Im nächsten Schritt wird das Systemverhalten in den entsprechenden Arbeitspunkten analysiert und anschließend vereinfacht. Ziel ist eine lösungsneutrale Beschreibung des Systems, so dass dessen Realisierung nicht vorgegeben ist, jedoch die notwendigen Systemanforderungen aus Funktionssicht definierbar sind.

In Abbildung 5.12 ist ein Vergleich auf Systemebene zwischen dem Soll- und dem Istmoment des Systems für eine Lenkradwinkelrampe und einen Lenkradwinkelsprung abgebildet. In beiden Anregungen sind der Stau- wie auch der Tankdruck des hydraulischen Systems erkennbar, da im Bereich der Nullmomentanforderung bereits ein geringes Istmoment resultiert. In der Lenkradwinkelrampe, dem quasi-stationären Verhalten, weichen Soll- und Istmoment bei höheren Querbeschleunigungen voneinander ab. Dieser Effekt ist auf die Reibung des Schwenkmotors und die Lagerung des Stabilisators zurückzuführen. Ein analoges Verhalten zeichnet sich im Lenkradwinkelsprung ab, da auch in diesem Fall keine stationäre Genauigkeit erreicht wird. Ergänzend führt das System einen Überschwinger bei der sprungförmigen Anregung aus. Die Überhöhung ist anteilig auf die Lagerreibung, aber auch auf die Verringerung der Dämpfung innerhalb des Druckbegrenzungsventils aufgrund des steigenden Druckes und der Erreichung der Ventilendlage zurückzuführen. An dieser Stelle sei nochmals darauf hingewiesen, dass es sich bei dem aktiven Wankstabilisator um ein hydraulisches System mit einer Druckregelung handelt. Da die Reibung jedoch außerhalb des Druckregelkreises angreift, kann die Druckregelung nicht auf diese Störgröße reagieren.

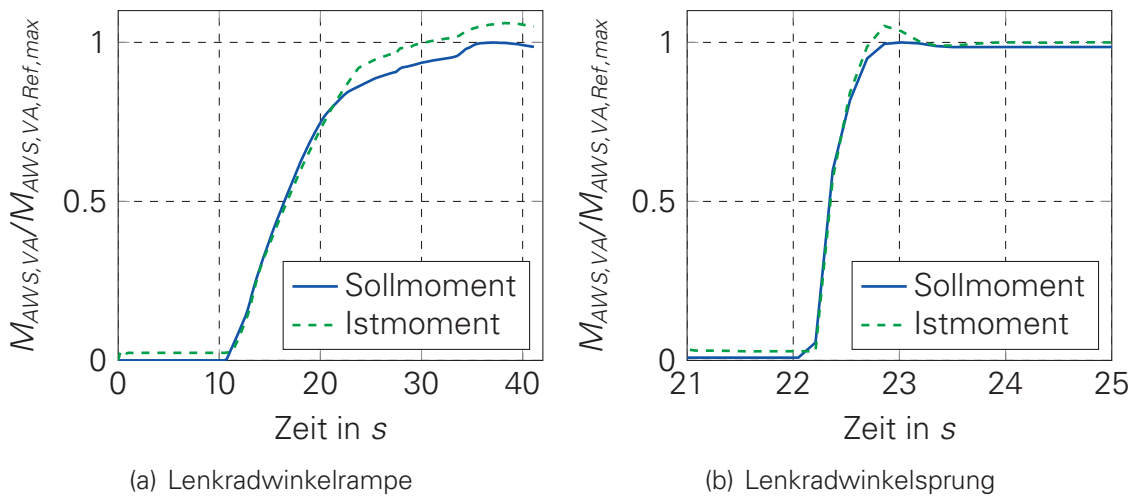


Abbildung 5.12: Vergleich von Soll- und Ist-Momenten des aktiven Wankstabilisators bei verschiedenen Fahrmanövern auf Funktionseigenschaftsebene

Innerhalb des Funktionsmodells sollten die Systemdynamik wie auch die Reibung der Stabilisatorlagerung berücksichtigt werden. Die Umsetzung der Systemdynamik von M_{Soll} zu M_{Ist} erfolgt dabei über einen Filter 2. Ordnung mit dem Verstärkungsfaktor $K_{P,VA/HA}$, der Zeitkonstante $T_{VA/HA}$ und der Dämpfungskonstante $D_{VA/HA}$, da es sich um ein schwingungsfähiges System handelt (siehe Abbildung 5.12):

$$G_{AWS,VA/HA}(s) = \frac{M_{Ist,AWS,VA/HA}}{M_{Soll,AWS,VA/HA}} = \frac{K_{P,VA/HA}}{T_{VA/HA}^2 s^2 + 2 \cdot D_{VA/HA} \cdot T_{VA/HA} s + 1}. \quad (5.6)$$

Somit kann das Überschwingverhalten des Systems bei einer dynamischen Anregung berücksichtigt werden. Die Umrechnung von fahrzeugbezogener Sollgröße aus der Funktion zu systembezogener Sollgröße als auch vorhandene Systemwirkungsgrade können innerhalb des Verstärkungsfaktors $K_{P,VA/HA}$ für Vorder- und Hinterachse berücksichtigt werden.

Der Stabilisator wird als masselos betrachtet, und es ergibt sich in Abhängigkeit des Systemmoments $M_{Ist,AWS,VA/HA}$, des Stabilisatormoments $M_{St,VA/HA}$, der Stabilisator-dämpfung $d_{St,VA/HA}$ und des Reibmoments $M_{R,VA/HA}$ folgende Differentialgleichung:

$$\dot{\varphi}_{St,VA/HA} = \frac{1}{d_{St,VA/HA}} \cdot (M_{Ist,AWS,VA/HA} - M_{St,VA/HA} - M_{R,VA/HA}) , \quad (5.7)$$

wobei sich das Stabilisatormoment aus dem Verdrehwinkel des Stabilisators durch den aktiven Wankstabilisator φ_{St} und den Schwenkwinkel φ_{Extern} ergibt:

$$M_{St,VA/HA} = c_{St,VA/HA} \cdot (\varphi_{St,VA/HA} + \varphi_{Extern,VA/HA}) . \quad (5.8)$$

Das Reibmoment M_R wird als Funktion des Systemmomentes $M_{Ist,AWS}$ abgebildet:

$$M_{R,VA/HA} = \begin{cases} f(M_{Ist,AWS,VA/HA}) , & \text{wenn } \dot{\varphi}_{St,VA/HA} \neq 0 \\ M_{Ist,AWS,VA/HA} - M_{St,VA/HA} , & \text{wenn } \dot{\varphi}_{St,VA/HA} = 0 \end{cases} . \quad (5.9)$$

Das Ersatzmodell der Reibung in Gleichung 5.9 umfasst sowohl die statischen als auch die dynamischen Reibeffekte des Systems. So kann auch die Haftreibung aus der Lagerung des Stabilisators abgebildet werden. Das Modell kann einen einheitlichen Momentenoffset $M_{Soll,AWS,Offset}$ innerhalb der Sollmomentvorgabe für beide Systeme an Vorder- und Hinterachse berücksichtigen. Dies dient etwa der Abbildung eines Stau- bzw. Tankdrucks, sofern dieser vorab bekannt ist. Es wird nur ein Faktor eingeführt, um die Parameteranzahl so gering wie möglich zu halten. Im letzten Schritt erfolgt die geometrische Umrechnung $k_{geo,i}$ des Stabilisatormomentes in eine fahrzeugbezogene Vertikalkraft:

$$F_{z,AWS,L/R} = \pm k_{geo,i} \cdot M_{St} \text{ mit } k_{geo,i} = \frac{k_{St,i}}{l_{St,i}} . \quad (5.10)$$

Die Zwischengröße zur Geometrieumrechnung $k_{geo,i}$ wird eingeführt, so dass ein konstruktiver Spielraum während der Systemauslegung vorgehalten ist. Der Konstrukteur entscheidet, ob er die Übersetzung oder die Schenkellänge des Stabilisators zur Erreichung der Stabilisatortopologie nutzt.

Ein Vergleich des vereinfachten Systemmodells mit dem Referenzmodell findet sich in Abbildung 5.13. Es zeigt sich, dass sowohl das stationäre als auch das dynamische Verhalten sehr gut mit dem vereinfachten Systemmodell abgebildet werden können.

Lediglich im Anfangsverhalten zeigen sich Unterschiede, da der Sollmomentenoffset $M_{Soll,AWS,Offset}$ als mittlerer Wert zwischen Vorderachse und Hinterachse angenommen ist. Die nichtlineare Dynamik des Referenzmodells ist nicht exakt nachbildbar, aber die Approximationsgüte insgesamt sehr gut, da sowohl das stationäre Verhalten als auch das Überschwingverhalten ohne signifikante Abweichungen sind. Die Systemvalidierung zeigt bereits ein sehr gutes Ergebnis. Die Gesamtvalidierung des dynamischen Funktionsmodells steht jedoch noch aus. Hierzu werden das vereinfachte Funktions- und das Systemmodell gekoppelt und mit dem Referenzmodell auf Fahrzeugebene verglichen. Wie bereits beim Funktionsmodell wird das Modell anhand der Lenkradwinkelrampe und des Lenkradwinkelsprungs an einem Fahrzeug exemplarisch dargestellt.

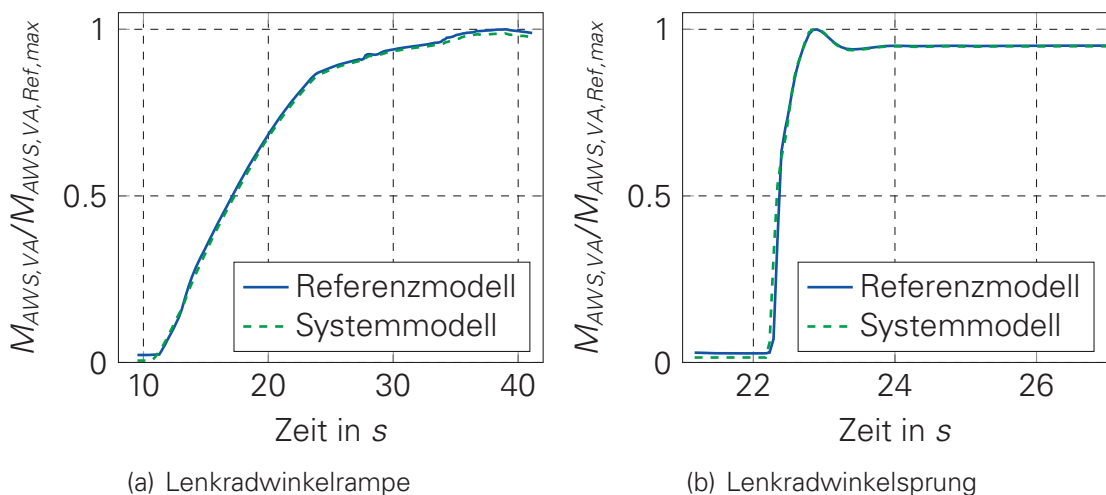
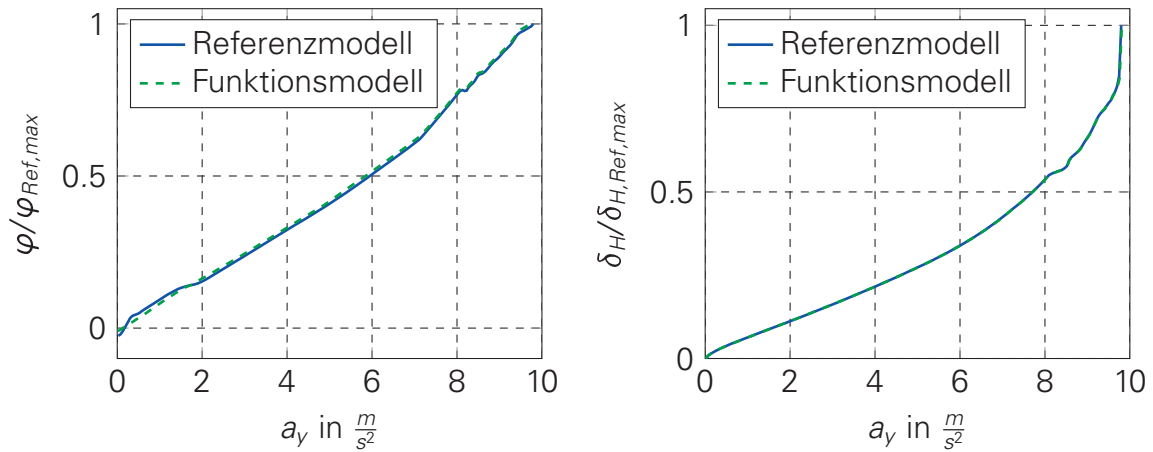


Abbildung 5.13: Systemvergleich der Systemmomente bei verschiedenen Fahrmanövern auf Funktionseigenschaftsebene

In Abbildung 5.14 sind die Ergebnisse für das stationäre Fahrmanöver gezeigt. Im Lenkradwinkelverlauf über der Querbefleunigung ist keine Abweichung zwischen Referenz- und dynamischem Funktionsmodell festzustellen. Beim Wankwinkelverlauf zeigt sich im Bereich kleiner Querbefleunigungen eine geringe Abweichung, die sich auf die Magnetventilhysterese des Druckbegrenzungsventils zurückführen lässt. Insgesamt ist das Approximationsergebnis im stationären Bereich ausreichend.

Das dynamische Verhalten ist in Abbildung 5.15 dargestellt. Es zeigen sich über alle wichtigen Fahrzeugbewegungen, wie z. B. Wankwinkel, Giergeschwindigkeit, Querbefleunigung etc., geringfügige Abweichungen in der Dynamik, die jedoch zu tolerieren sind. Das stationäre Verhalten stimmt wie bereits bei der Lenkradwinkelrampe sehr gut überein.

Das Gesamtergebnis der Validierung für das dynamische Funktionsmodell der aktiven Wankstabilisierung ist mittels der objektiven Fahrzeugkennwerte in Abbildung 5.16 für acht Fahrzeuge verschiedener Fahrzeugklassen dargestellt. Die Abweichungen lassen sich im Wesentlichen auf die Systemvereinfachungen zurückführen. Anhand der Ergebnisse der Lenkradwinkelrampe lässt sich festhalten, dass drei Viertel der analysierten Fahrzeuge unterhalb von 5 % Abweichungen gegenüber dem Referenzmodell liegen. Dieses Ergebnis ist sehr gut, da das exemplarische Fahrzeug aus Abbildung 5.14 eine Abweichung für den Lenkradwinkelgradienten im Linearbereich von 3,9 % aufweist und



(a) Wankwinkelverlauf über Querbeschleunigung (b) Lenkradwinkel über Querbeschleunigung

Abbildung 5.14: Exemplarisches Ergebnis des dynamischen Funktionsmodells auf Fahrzeugeigenschaftsebene bei einer Lenkradwinkelrampe bei $v_x = 100 \text{ km/h}$

im Lenkradwinkelverlauf keine deutliche Abweichung erkennbar ist. Die prozentualen Abweichungen resultieren größtenteils aus Unterschieden in den Nachkommastellen. Im Fall des Lenkradwinkelsprungs liegen drei Viertel der Fahrzeuge wiederum unterhalb einer Abweichung von 4 %. Einzige Ausnahmen stellen die beiden Kennwerte für die Überhöhung der Giergeschwindigkeit U_ψ und der Querbeschleunigung U_{a_y} dar. Bei der Überhöhung der Querbeschleunigung liegen 75 % der Fahrzeuge unterhalb von 13 %. Die Giergeschwindigkeitsüberhöhung besitzt einen Wert von 7,3 % für das obere Quartil. Die Überhöhungen sind numerisch auffällig, da Abweichungen in der zweiten Nachkommastelle in Kombination mit den sehr kleinen Werten zu großen prozentualen Abweichungen führen. Das Fahrzeug aus Abbildung 5.15 besitzt eine prozentuale Abweichung von 16 % für die Querbeschleunigungsüberhöhung und einen Wert von 4 % für die Überhöhung der Giergeschwindigkeit. Bis auf geringfügige Abweichungen in den entsprechenden stationären Werten und auch der Überhöhung ist in Abbildung 5.15 kein gravierender Unterschied erkennbar. Somit werden in diesen beiden Kennwerten größere Abweichungen als hinnehmbar betrachtet. Insgesamt zeigt sich für das stationäre wie auch das dynamische Fahrmanöver eine sehr gute Abbildungsfähigkeit des dynamischen Funktionsmodells für die aktive Wankstabilisierung.

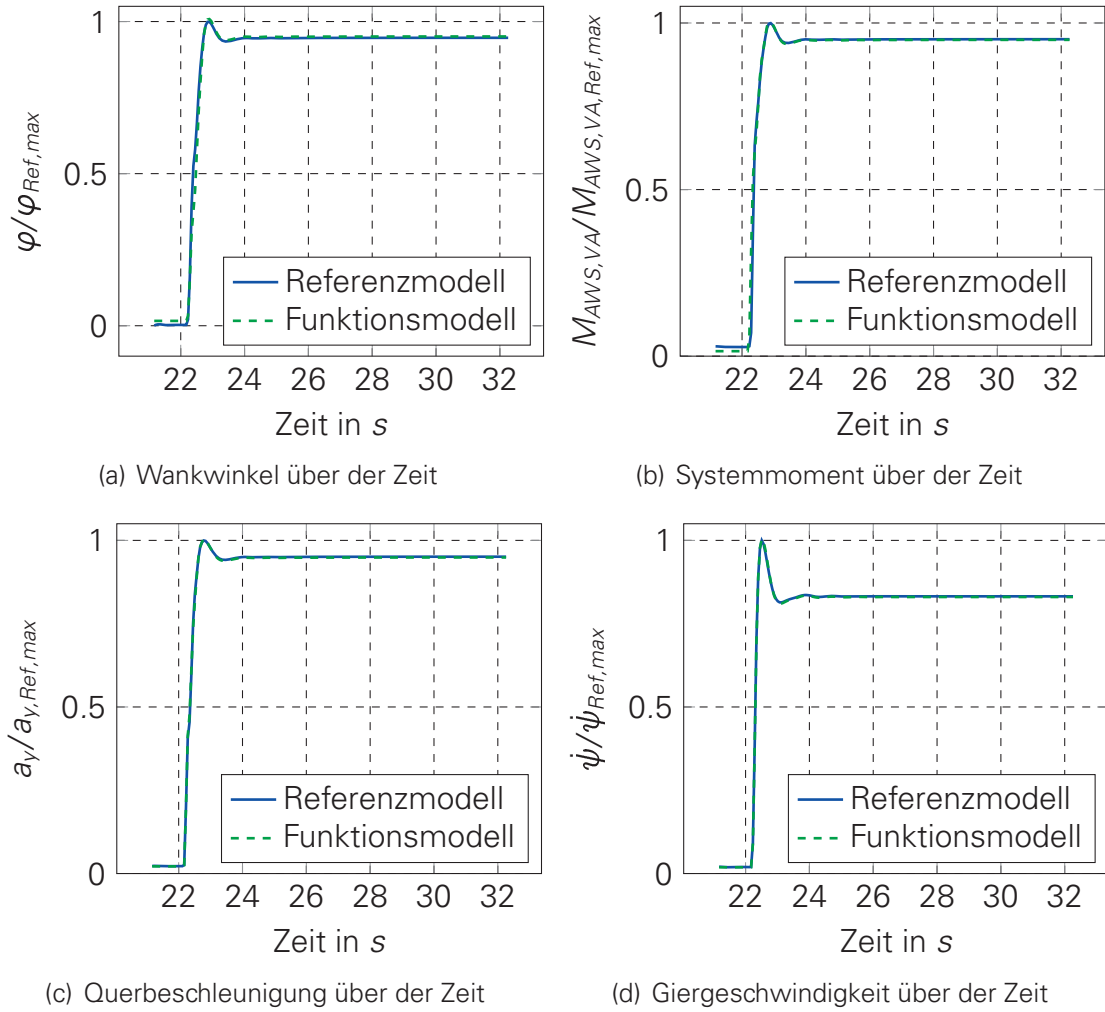


Abbildung 5.15: Exemplarisches Ergebnis des Funktionsmodells auf Fahrzeugeigenschaftsebene bei einem Lenkradwinkelsprung mit $v_x = 100 \text{ km/h}$ und $a_{y,Ziel} = 6 \text{ m/s}^2$

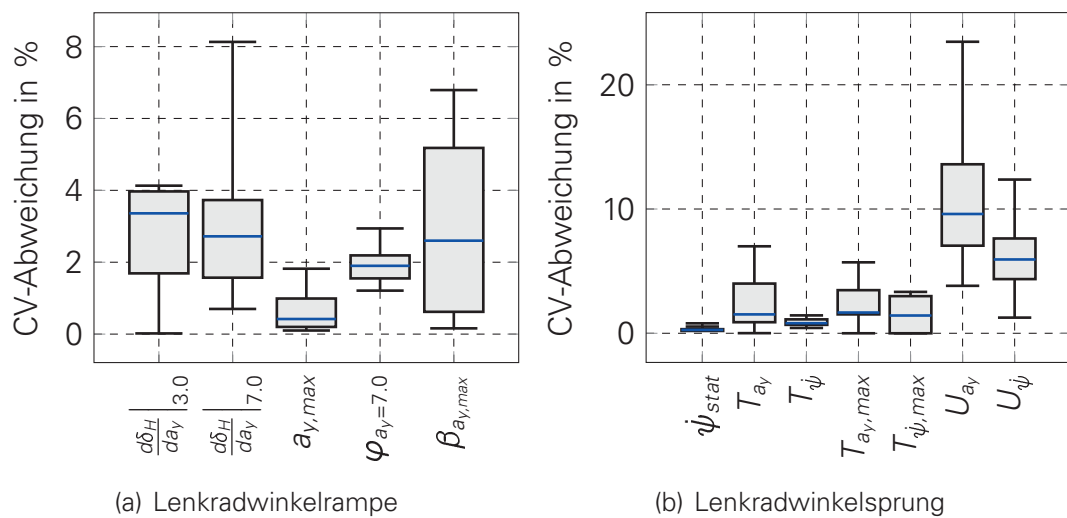


Abbildung 5.16: Validierungsergebnis des dynamischen Funktionsmodells aktive Wankstabilisierung auf Fahrzeugeigenschaftsebene

ZUSAMMENFASSUNG

Ein Modell zur Beschreibung der dynamischen Funktionseigenschaften konnte entwickelt werden, das die dynamischen Effekte des physikalischen Referenzmodells mit ausreichender Güte approximieren kann. Aufgrund der geringen Parameteranzahl ist das Modell in der frühen Entwicklungsphase parametrierbar. Der Modellansatz beruht auf stark vereinfachten Funktions- und Systemeigenschaften. Letztere werden mittels eines Tiefpassfilters 2. Ordnung in Kombination mit der physikalischen Beschreibung des Stabilisators abgebildet. Die essentiellen Reibeffekte werden über ein vereinfachtes Ersatzmodell nachgebildet. Somit können Systemanforderungen mittels des dynamischen Funktionsmodells für die aktive Wankstabilisierung, ausgehend vom gewünschten Fahrzeugverhalten, ermittelt werden. Die Ausgangsbasis stellt die stationäre Funktionsauslegung mit der Sollwankwinkelapplikation wie auch der Momentenverteilungsannahme aus Abschnitt 4.3 dar. Weiterhin können Systemrandbedingungen, etwa maximale Systemmomente, aus der stationären Funktionsauslegung übernommen werden.

Eine Gegenüberstellung des physikalischen Referenzmodells und des dynamischen Funktionsmodells ist in Tabelle 5.2 für eine Gesamtfahrzeugsimulation gezeigt. Die Simulationszeit wird für den Gesamtregelsystemverbund ausgewiesen und ist maßgeblich durch das physikalische Systemmodell bestimmt. Es konnte hinsichtlich Zeitbedarf eine Reduktion um ein Drittel für das stationäre und das dynamische Fahrmanöver erreicht werden. Die Zahl der Parameter ist von 2706 für das physikalische Modell inklusive der Serienregelungsfunktionen auf 42 für das Funktionsmodell reduziert worden. Hierbei ist die Abbildungsgüte nahezu gleich geblieben und legitimiert die Abweichungen in Abbildung 5.16.

Modellart	Parameteranzahl	Simulationszeit (GFZG)	
		STST	RAST
Funktionsmodell	42	9 Minuten	10 Minuten
Referenzmodell	2706	28 Minuten	35 Minuten

Tabelle 5.2: Modellvergleich des Funktions- und des Referenzmodells

5.4 ADAPTIVE AUFBAUBEDÄMPFUNGSFUNKTION

Analog dem Vorgehen für die aktive Wankstabilisierung (Abschnitt 5.3) wird die Funktionslogik auf die notwendigen Fahrfunktionen und notwendige Beobachter vereinfacht [Frö08]. Das System zur Umsetzung der Fahrfunktion ist ein semiaktiver Verstelldämpfer [JBE⁺08], der eine kontinuierliche Kraftregelung innerhalb des 1. und des 3. Quadranten des Kraftkennfelds über der Geschwindigkeit ermöglicht.

Im Fall der adaptiven Aufbaubedämpfung werden Komfort- und Übergangs-Fahreigenschaften des Fahrzeugs mithilfe des Wissensmanagementsystems als dominant beeinflussbar identifiziert. Folgende Fahrzeugsubeigenschaften (siehe Definition in [HB02]) gehören zu den beiden genannten Fahrzeugeigenschaften:

- Anlenkeigenschaften,
- Lenkwinkel zu Fahrzeugreaktion,
- Wankbeschleunigung aus Geradeausfahrt,
- Abrollverhalten bzw. Abrollkomfort ,
- Stößigkeit, allgemein auch Kantenempfindlichkeit,
- Prelligkeit und
- Aufbauanbindung, der sogenannte Federungskomfort sowie Aufbaubedämpfung.

Die notwendigen Fahrmanöver inklusive der charakteristischen Werte sind in Abbildung 5.17 aufgeführt. Es handelt sich im Großteil um dynamische Fahrmanöver wie den Lenkradwinkelsprung oder eine vertikale Straßenanregung mit unterschiedlichen Geschwindigkeitsamplituden und steigender Anregungsfrequenz. Der Einfluss auf stationäre Manöver ist gering, da eine Dämpfergeschwindigkeit zur Wirksamkeit notwendig ist. Dies ist bei stationären Fahrmanövern nicht gegeben.

Das Vorgehen gliedert sich analog den bisher gezeigten Anwendungsbeispielen. Somit wird mit der Analyse und der Vereinfachung der Reglerfunktionen begonnen, und im Anschluss werden Systemanalyse und -vereinfachung vorgestellt, bevor die Gesamtvalidierung des dynamischen Funktionsmodells für die adaptive Aufbaubedämpfung erfolgt.

Den Kern der Fahrfunktionen stellt der Sky-Hook-Regelungsansatz [KCH74], [Kol08] dar. Hierbei handelt es sich um einen fiktiven Dämpfer zwischen Fahrzeugaufbau und dem inertialen Raum, der sogenannten Wolke, mit dem Ziel, den Fahrzeugaufbau zu beruhigen. Dieser Regelungsansatz wird klassischerweise für Hub-, Nick- und Wankbewegung angewandt. Im weiteren Verlauf wird der Sky-Hook-Regelungsansatz für die Hubbewegung ausgeführt. Die zwei anderen Bewegungsformen ergeben sich analog zu den weiteren modalen Größen. Die Kraft des Sky-Hook-Reglers berechnet sich wie folgt:

$$F_{Sky,z}(\dot{z}_A) = d_{Sky,z} \cdot \dot{z}_A. \quad (5.11)$$

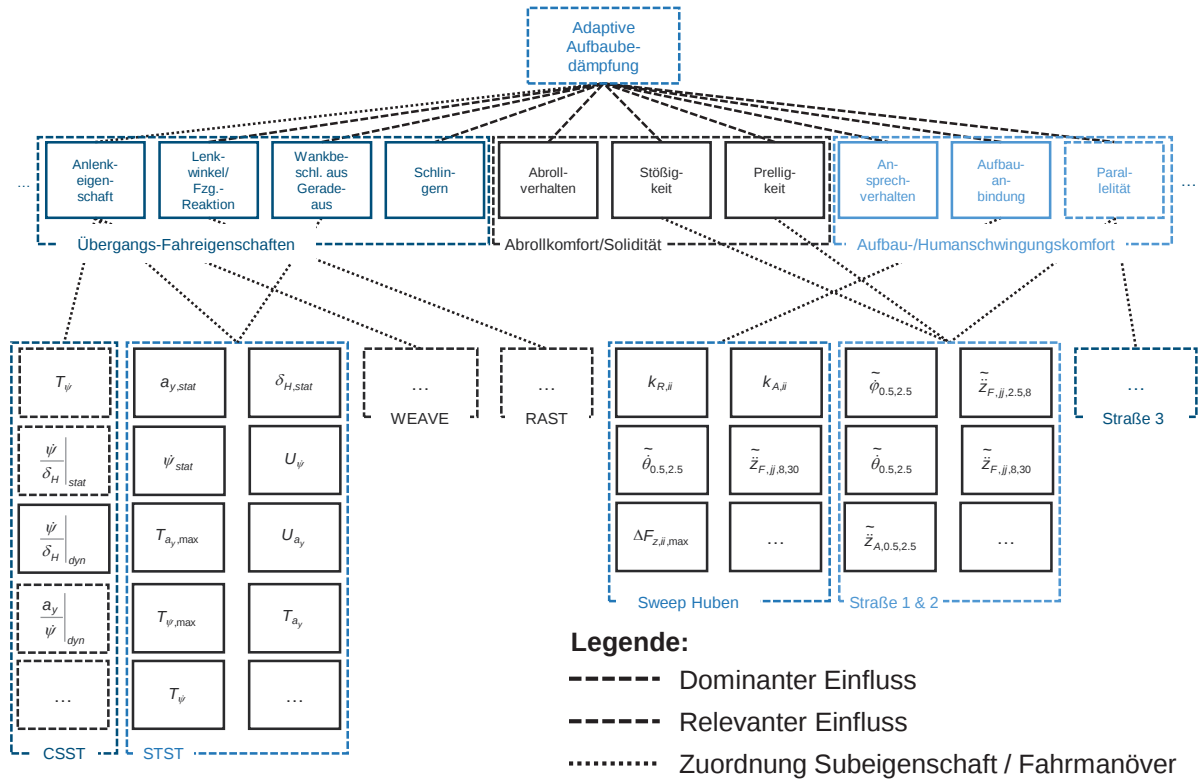


Abbildung 5.17: Notwendige Manöver zur Entwicklung des Funktionsmodells adaptive Aufbaubedämpfung

Die Dämpferkraft berechnet sich aus der Relativgeschwindigkeit zwischen Fahrzeugaufbau und -rad zu:

$$F_D (\dot{z}_A - \dot{z}_R) = d_D \cdot (\dot{z}_A - \dot{z}_R) . \quad (5.12)$$

Die geforderte Sky-Hook-Kraft $F_{Sky,z}$ wird durch den Verstelldämpfer umgesetzt und ergibt so den Dämpfungsfaktor d_D durch Gleichsetzen mit der Dämpferkraft F_D :

$$d_D (\dot{z}_A, \dot{z}_R) = d_{Sky,z} \cdot \frac{\dot{z}_A}{(\dot{z}_A - \dot{z}_R)} . \quad (5.13)$$

Unter Berücksichtigung der physikalischen Grenzen des Verstelldämpfers, wie maximale und minimale Dämpferkraft, ergibt sich die Dämpfungskonstante schließlich zu:

$$d_D (\dot{z}_A, \dot{z}_R) = \begin{cases} d_{D,max}, & \text{wenn } d_{Sky,z} \cdot \frac{\dot{z}_A}{(\dot{z}_A - \dot{z}_R)} \geq d_{D,max} \\ d_{Sky,z} \cdot \frac{\dot{z}_A}{(\dot{z}_A - \dot{z}_R)}, & \text{wenn } d_{D,min} < d_{Sky,z} \cdot \frac{\dot{z}_A}{(\dot{z}_A - \dot{z}_R)} < d_{D,max} \\ d_{D,min}, & \text{wenn } d_{Sky,z} \cdot \frac{\dot{z}_A}{(\dot{z}_A - \dot{z}_R)} \leq d_{D,min} \end{cases} . \quad (5.14)$$

Die Dämpferkonstante wird nur bei gleichem Vorzeichen von Aufbau- und Relativgeschwindigkeit verstellt. Haben diese Geschwindigkeiten verschiedene Vorzeichen,

wird die Minimalkennung zur Minimierung des Störeintrags in den Fahrzeugaufbau gewählt. Somit ermöglicht der Sky-Hook-Regelungsansatz in Kombination mit den Verstelldämpfern eine deutliche Reduzierung der Aufbaubeschleunigung im aufbaufrequenten Anregungsbereich gegenüber einem konventionellen Dämpfer. Eine ausreichende Raddämpfung in allen Fahrsituationen wird über Ereignisfunktionen sichergestellt, die in Abhängigkeit von den Fahrzuständen eine Manipulation der geforderten Sky-Hook-Kraft bewirken. Das Funktionsmodell der adaptiven Aufbaubedämpfung kann die relevanten Ereignisfunktionen für die oben genannten Fahrmanöver berücksichtigen. Die geforderte Sollkraft $F_{D,Soll}$ des Verstelldämpfers ergibt sich dabei nach dem Maximumprinzip:

$$F_{D,Soll}(\dot{z}_A, \dot{z}_R) = \max(F_{Sky,z}, F_{Sky,\varphi}, F_{Sky,\theta}, F_{E-Fkt,1}, \dots, F_{E-Fkt,n}). \quad (5.15)$$

Auf diese Weise wird eine ausreichende Dämpferkraft in sicherheitskritischen Fahrsituationen garantiert. Die Umrechnung in den Dämpferventilstrom $i_{D,Soll}$ erfolgt über ein invertiertes und nach VDA-Richtlinien vermessenes Dämpferkennfeld, das auf dem Steuergerät hinterlegt ist:

$$i_{D,Soll} = f(F_D, v_D)^{-1}. \quad (5.16)$$

Die benötigten Beobachterstrukturen können beispielsweise [Frö08] entnommen werden. Somit sind die relevanten Umfänge des vereinfachten Funktionsmodells vorgestellt und werden mit dem Referenzverhalten auf Fahrzeugebene verglichen. Es werden dazu folgende Fahrmanöver (siehe Abschnitt 1.5) exemplarisch für ein Fahrzeug detaillierter betrachtet:

- Lenkradwinkelsprung und
- vertikale Straßenanregung mit einer konstanten Anregungsgeschwindigkeit.

Weitere Fahrzeuge unterschiedlicher Fahrzeugklassen und Fahrmanöver werden in gewohnter Form durch den Vergleich der charakteristischen Werte über die Strichprobenanzahl bewertet.

In Abbildung 5.18 sind die Ergebnisse verschiedener Fahrzeugzustände für einen Lenkradwinkelsprung dargestellt. Es sind keine signifikanten Unterschiede zwischen dem Referenzverhalten und dem vereinfachten Funktionsmodell feststellbar.

Als nächster Schritt wird die Hauptfunktion des Sky-Hook-Reglers, die Aufbauanbindung, betrachtet. Hierzu wird eine Straßenanregung als Sinussignal mit konstanter Geschwindigkeitsamplitude und steigender Anregungsfrequenz benutzt. Abbildung 5.19 zeigt die Ergebnisse dieses Fahrmanövers. Über den gesamten Frequenzbereich sind keine Abweichungen zwischen den beiden Modellen erkennbar, weshalb die Vereinfachungen legitim sind. Im mitten- und im radfrequenten Bereich sind keine signifikanten Unterschiede zu erwarten gewesen, da sie im Wesentlichen vom Dämpferverhalten und nicht von der Funktion beeinflusst werden. Dies wird auch aus Abbildung 5.20 ersichtlich.

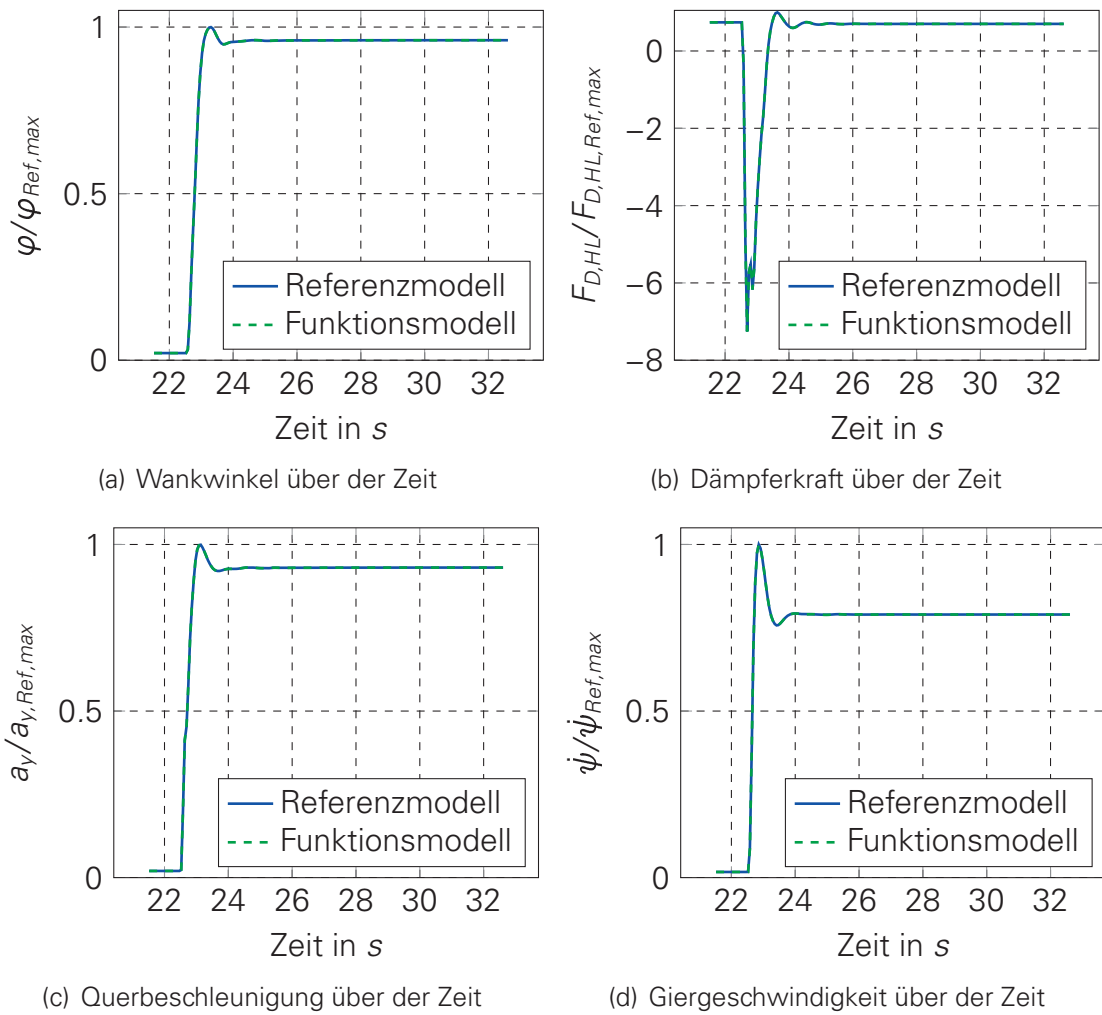
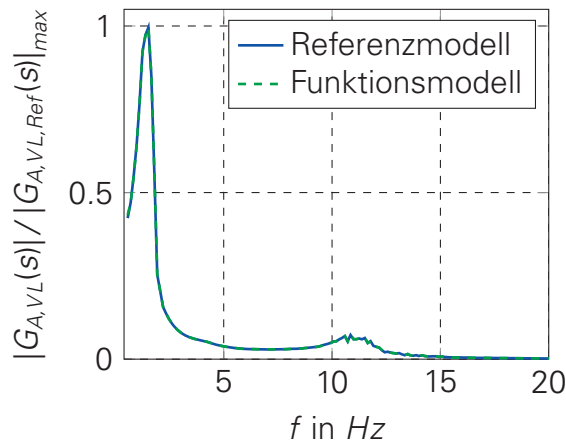
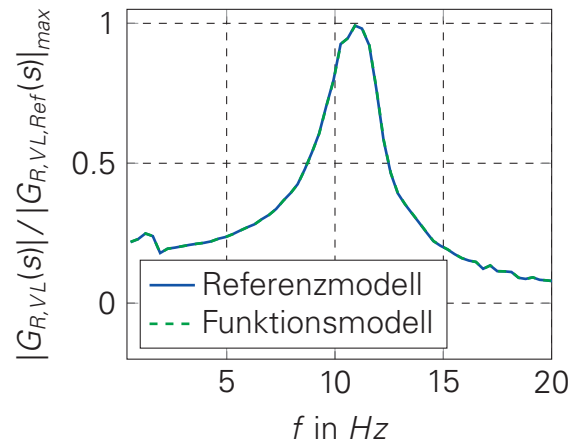


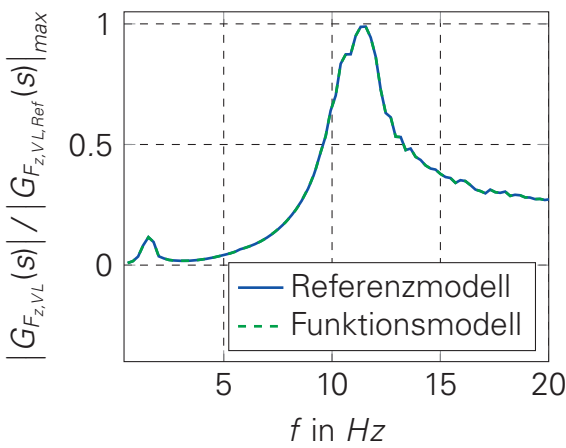
Abbildung 5.18: Exemplarisches Ergebnis des Funktionsmodells auf Fahrzeugeigen-
schaftsebene bei einem Lenkradwinkelsprung mit $v_x = 100 \text{ km/h}$ und
 $a_{y,Ziel} = 6 \text{ m/s}^2$



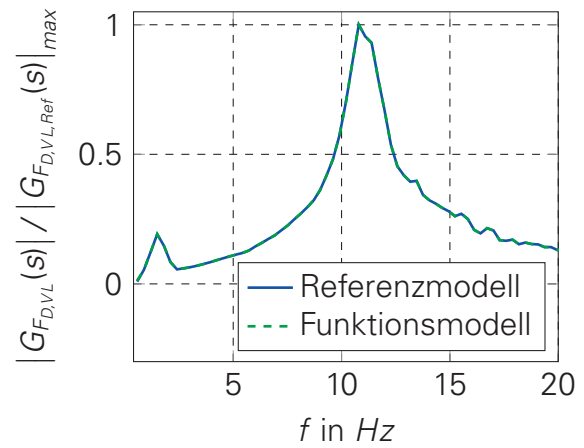
(a) Aufbauamplitudengang $|G_{A,VL}(s)| = \frac{Z_{A,VL}(s)}{Z_{E,VL}(s)}$



(b) Radamplitudengang $|G_{R,VL}(s)| = \frac{Z_{R,VL}(s)}{Z_{E,VL}(s)}$



(c) $F_{z,VL}$ -Amplitudengang $|G_{F_{z,VL}}(s)| = \frac{F_{z,VL}(s)}{Z_{E,VL}(s)}$



(d) $F_{D,VL}$ -Amplitudengang $|G_{F_{D,VL}}(s)| = \frac{F_{D,VL}(s)}{Z_{E,VL}(s)}$

Abbildung 5.19: Exemplarisches Ergebnis des Funktionsmodells auf Fahrzeugeigen-schaftsebene bei einer vertikalen Straßenanregung $v_{z,3}$

Die Gesamtvalidierung der Funktionsvereinfachungen wird bei acht Fahrzeugen durchgeführt. Das Ergebnis für die unterschiedlichen Fahrmanöver wird mittels der Abweichungen der charakteristischen Größen (siehe Abschnitt 1.5) des jeweiligen Fahrmanövers in Abbildung 5.20 gezeigt. Die Lenkradwinkelrampe zeigt erwartungsgemäß, bis auf geringe Abweichungen im Lenkradwinkelverlauf über der Querbeschleunigung durch die Funktionsvereinfachungen, keine Auffälligkeiten. Die Abweichungen liegen alle unterhalb oder im Bereich von 1 %. Ein ähnliches Ergebnis stellt sich auch beim Lenkradwinkelsprung dar. Bis auf wenige Ausreißer sind die Abweichungen nahezu bei 0 %. Das Gesamtergebnis ist ebenfalls für die komfortrelevanten Fahrmanöver wie vertikale Straßen- und Sprunganregung ähnlich dem fahrdynamischen Manöver. Es gibt nur wenige Ausreißer innerhalb der Stichprobe, deren Abweichungen jedoch weit unterhalb von 5 % liegen. Somit sind die Funktionsvereinfachungen legitim, und die Aussagefähigkeit auf Fahrzeugebene bleibt erhalten.

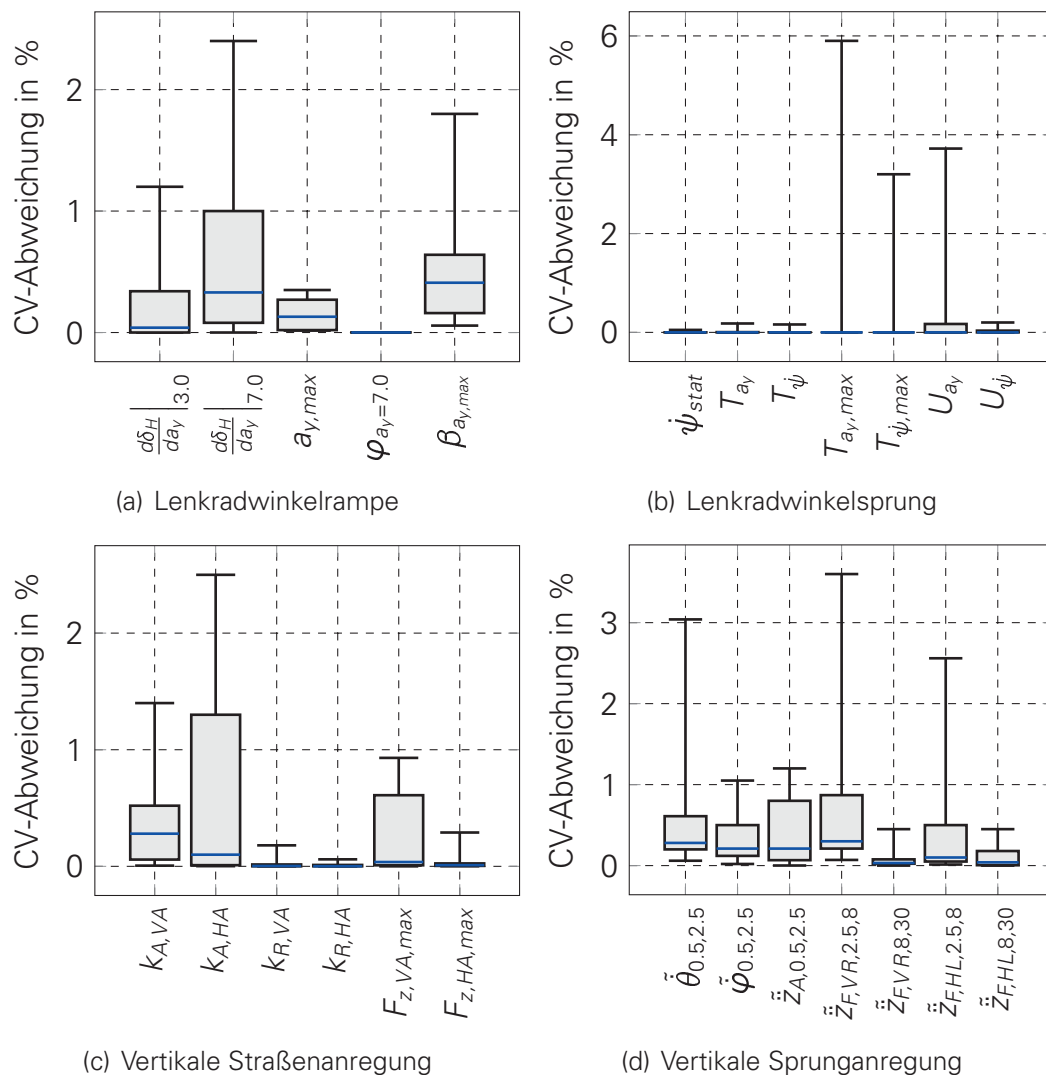


Abbildung 5.20: Validierungsergebnis der Funktionsvereinfachung adaptive Aufbaube-dämpfung auf Fahrzeugeigenschaftsebene

Wie eingangs beschrieben, folgt nun die Analyse des Verstelldämpfersystems. Der Verstelldämpfer wird hierzu in verschiedenen Betriebspunkten untersucht. Zur Analyse wird eine Sinusanregung der Dämpfergeschwindigkeit bei unterschiedlichen Anregungs-

frequenzen und Dämpferbestromungen verwendet. Das Ergebnis dieser Analyse ist in Abbildung 5.21 zu sehen. Der Verstelldämpfer weist ein Hystereseverhalten auf, das einerseits von der Anregungsfrequenz f_E und andererseits vom Dämpferstrom i_D abhängt. Unter Betrachtung der Dämpferbestromung prägt sich die Hysterese bei einer Bestromung $i_D = 0$ A deutlicher aus. Dies entspricht einer harten Dämpferkennlinie. Bei steigenden Anregungsfrequenzen nimmt die Hysteresebreite ebenfalls zu. Beide Effekte überlagern einander schließlich.

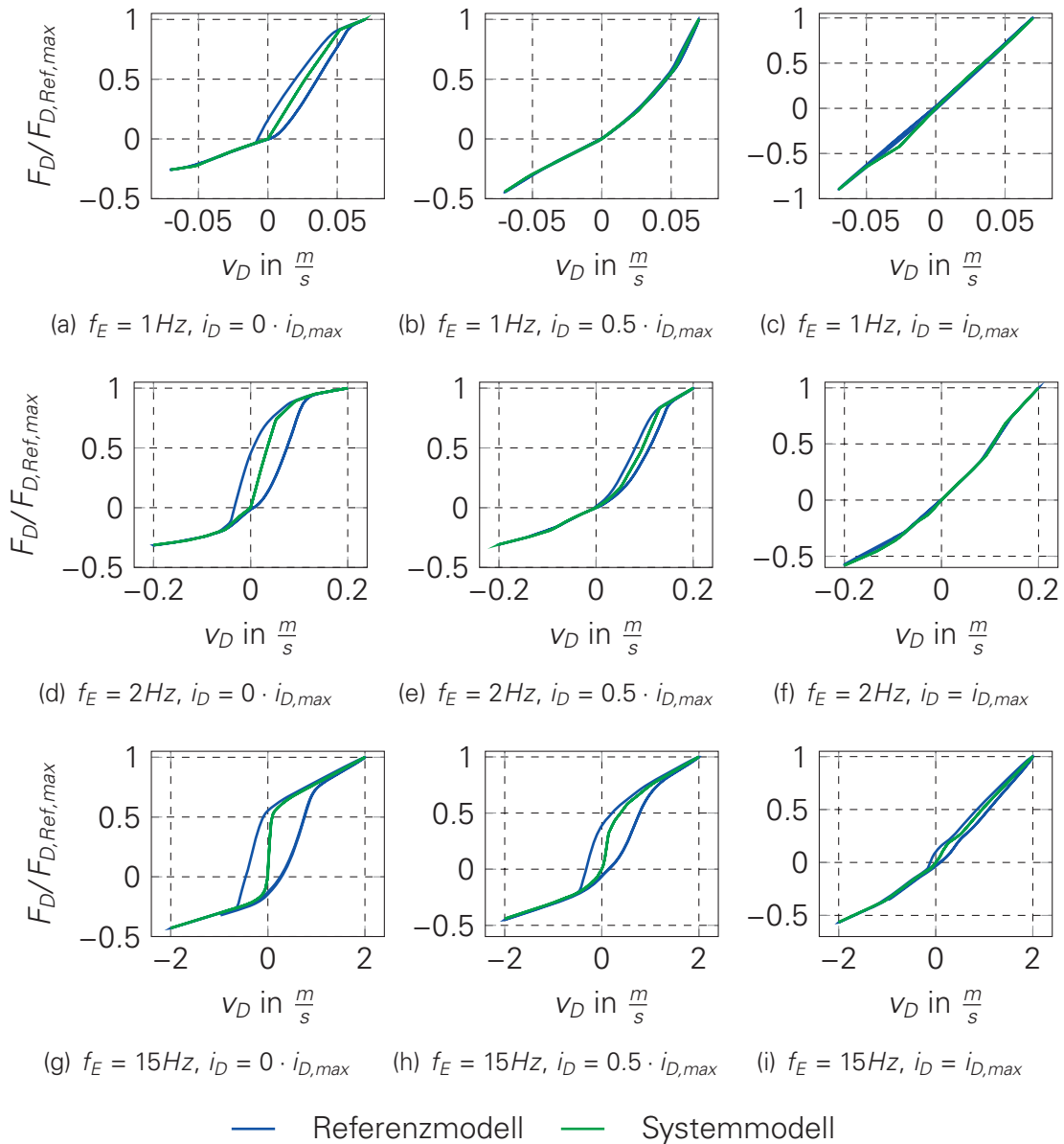


Abbildung 5.21: Exemplarisches Verhalten des Verstelldämpfers bei unterschiedlichen Anregungen auf Funktionseigenschaftsebene

Im ersten Schritt werden die Hysterese vernachlässigt und die Dämpfereigenschaften über ein Dämpferkennfeld nach der VDA-Richtlinie in Abhängigkeit des Dämpferstromes approximiert. Das Approximationsergebnis ist in Abbildung 5.21 dargestellt. Diese Vereinfachung wird durchgeführt, da in den meisten Fahrzuständen die weiche Dämpferkennung verwendet wird. Die Abweichungen im radfrequenten Bereich sowohl in

der Radbeschleunigung als auch der Radlast werden zunächst in Kauf genommen, da in diesem Frequenzbereich eine ausreichende Datenbasis vorhanden sein muss. Dies ist in der frühen Entwicklungsphase eines Fahrzeugs nicht unbedingt gegeben, so dass Abweichungen in diesem Frequenzbereich als zulässig betrachtet werden. Somit ergibt sich für das Dämpferkennfeld:

$$F_{D,Ist} = f(i_{D,Ist}, v_{D,Ist}) . \quad (5.17)$$

Dieses Dämpferkennfeld kann aus der stationären Funktionsauslegung (Abschnitt 4.4) hinsichtlich Hart- und Weichkennung ermittelt werden. Das inverse Kennfeld kommt ebenfalls in der Reglerfunktion (Gleichung 5.16) zum Einsatz. Im nächsten Analyseschritt wird die Dynamik des Verstelldämpfers analysiert. In Abbildung 5.22 ist die Sprungantwort des Dämpferventilstroms dargestellt. Es handelt sich bei der Ventilstromregelung im Kern um einen PI-Regler.

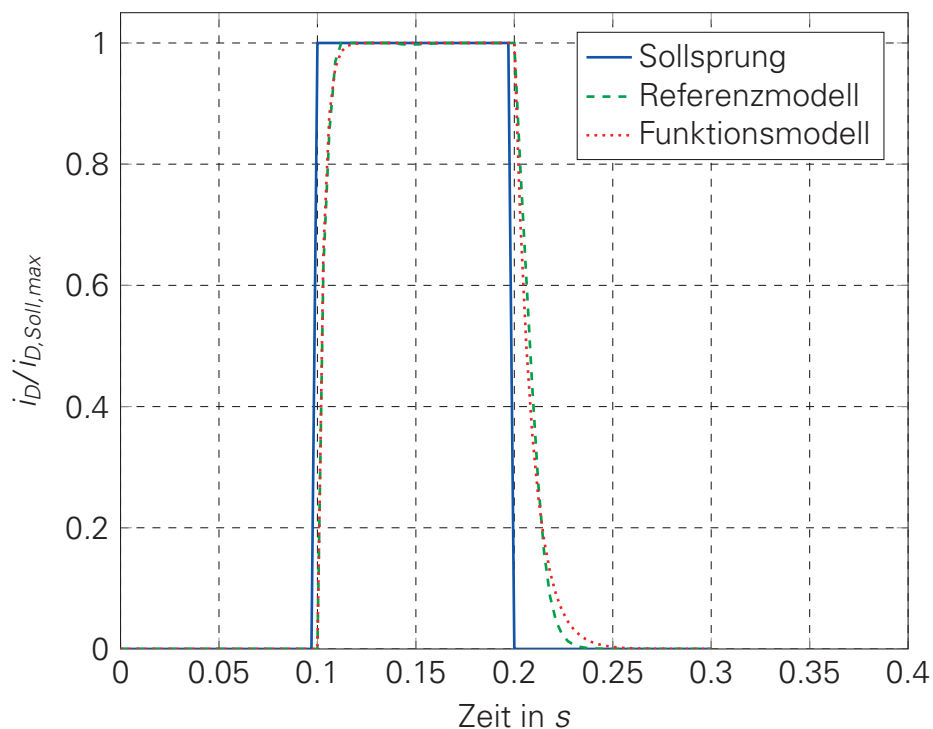


Abbildung 5.22: Analyseergebnis der Dynamikeigenschaften des Dämpferventils auf Funktionseigenschaftsebene

Die Ventilstromdynamik ist nichtlinear, wie in Abbildung 5.22 für einen Sprung von minimalem zu maximalem Strom zu sehen. Somit ist der Stromaufbau schneller als der Stromabbau [Pel12]. Ein hoher Strom entspricht dabei einer weichen Dämpferkennlinie und ein niedriger Strom einer harten Kraftkennlinie. Die Zeitkonstanten für Stromaufbau und -abbau hängen von der Sprunghöhe ab. Bei geringen Sprunghöhen sind schnellere Ventilreaktionen zu erwarten.

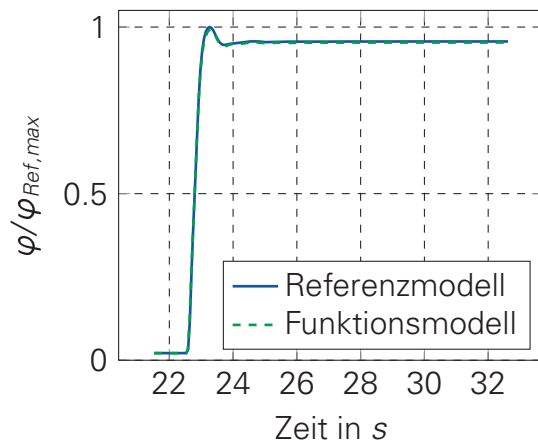
Diese Dynamikeigenschaften werden innerhalb des vereinfachten Dämpfermodells über einen schaltbaren Tiefpassfilter 1. Ordnung mit zwei Zeitkonstanten $T_{D,auf}$ und $T_{D,ab}$ abgebildet:

$$i_{D,ist} = \begin{cases} \frac{1}{T_{D,auf} \cdot s + 1} \cdot i_{D,Soll}, & \text{wenn } i_{D,Soll} - i_{D,ist} \geq 0 \\ \frac{1}{T_{D,ab} \cdot s + 1} \cdot i_{D,Soll}, & \text{wenn } i_{D,Soll} - i_{D,ist} < 0 \end{cases} \quad (5.18)$$

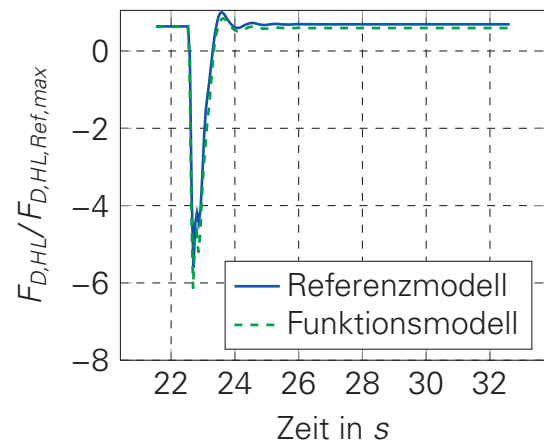
Das Approximationsergebnis dieses Ansatzes ist auf Systemebene sehr gut und in Abbildung 5.22 dargestellt. Lediglich beim Stromabbau kann die exakte Ventildynamik nicht abgebildet werden. Bei kleineren Sprunghöhen ist dieser Ansatz sehr konservativ, stellt aber den Extremfall dar. Die Kraftdynamik des Dämpfers wird in der Ventildynamik mitberücksichtigt. Somit ist der Verstelldämpfer sehr einfach beschreibbar.

Die Kopplung aus dem vereinfachten Funktions- und dem Systemmodell ergibt das dynamische Funktionsmodell für die adaptive Aufbaubedämpfung. Die Validierung dieses Modells steht noch aus. Analog der Funktionsvalidierung wird ein Fahrzeug exemplarisch zur detaillierten Betrachtung herangezogen. In Abbildung 5.23 ist das Ergebnis des Lenkradwinkelsprungs dargestellt. Das dynamische Verhalten des physikalischen Referenzmodells wird sehr gut approximiert. Lediglich im stationären Bereich existieren in den Zustandsbewegungsgrößen Wankwinkel, Querbewegung und Giergeschwindigkeit geringe Abweichungen. Der zeitliche Aufbau wie auch die Überhöhungen stimmen sehr gut überein. Die Dämpferkraft $F_{D,VL}$ zeigt im Bereich der Überhöhung eine geringe Abweichung hinsichtlich Amplitude und Phase im Vergleich zum physikalischen Referenzmodell. Insgesamt ist das Approximationsergebnis für den Lenkradwinkelsprung hervorragend.

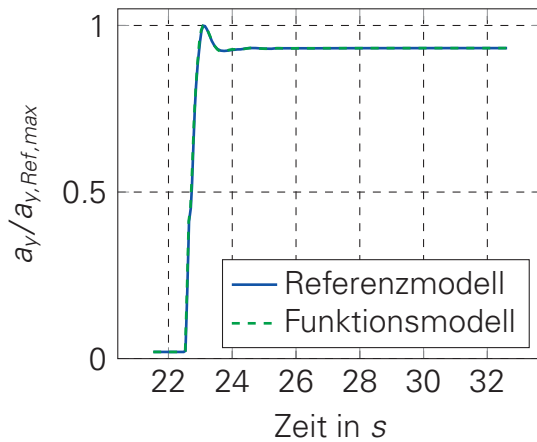
Abbildung 5.24 zeigt das Ergebnis für die vertikale Straßenanregung mit der Geschwindigkeitsamplitude $v_{z,3}$. Es zeigen sich im aufbau- und im mittenfrequenten Bereich für Rad- und Aufbauamplitudengang, Dämpferkraft wie auch dynamische Radlast kaum Abweichungen. Im Bereich der Radeigenfrequenz wird jedoch die Systemvereinfachung (die Vernachlässigung der Hysterese) deutlich. Insbesondere in den Amplituden der vier gezeigten Größen werden deutliche Unterschiede zwischen physikalischem Referenzmodell und vereinfachtem Funktionsmodell sichtbar. Diese Einschränkung der Gültigkeit wird akzeptiert, da die Aufbaubewegungen im Vordergrund stehen und dort auch die höheren Dämpferkräfte für die Dimensionierung auftreten.



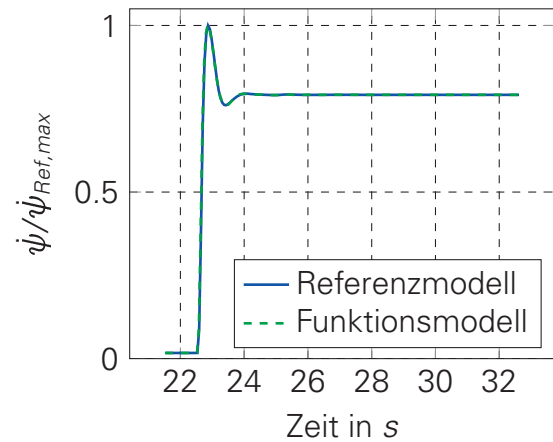
(a) Wankwinkel über der Zeit



(b) Dämpferkraft über der Zeit

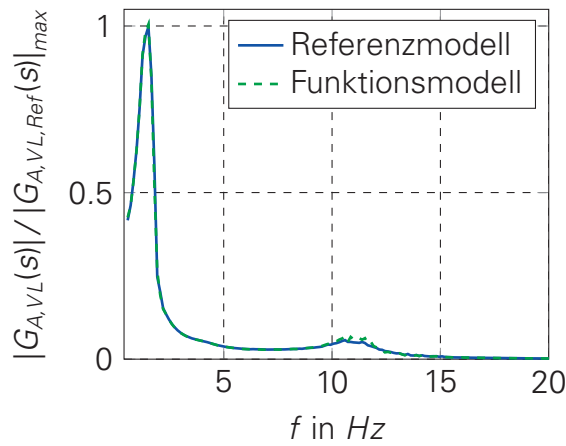


(c) Querbefchleunigung über der Zeit

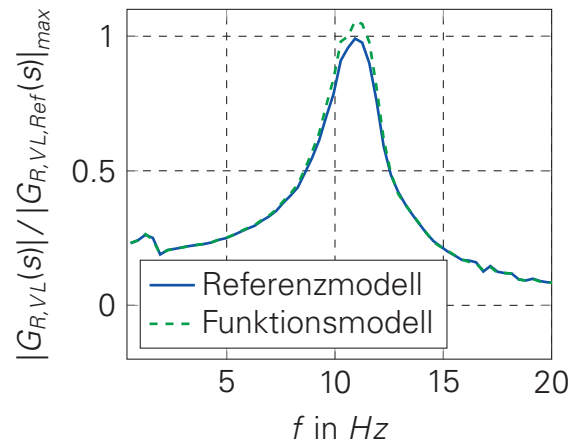


(d) Giergeschwindigkeit über der Zeit

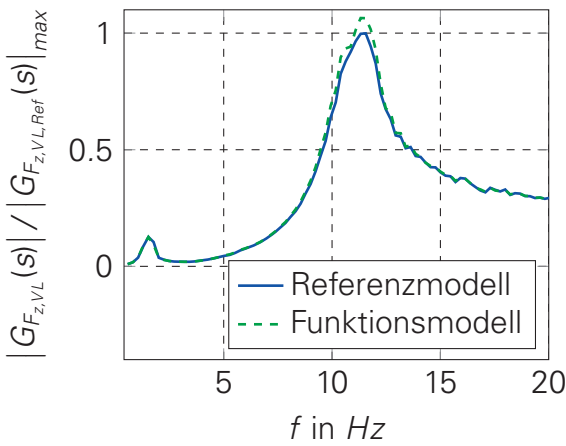
Abbildung 5.23: Exemplarisches Ergebnis des Funktionsmodells auf Fahrzeugeigen-
schaftsebene bei einem Lenkradwinkelsprung mit $v_x = 100 \text{ km/h}$ und
 $a_{y,Ziel} = 6 \text{ m/s}^2$



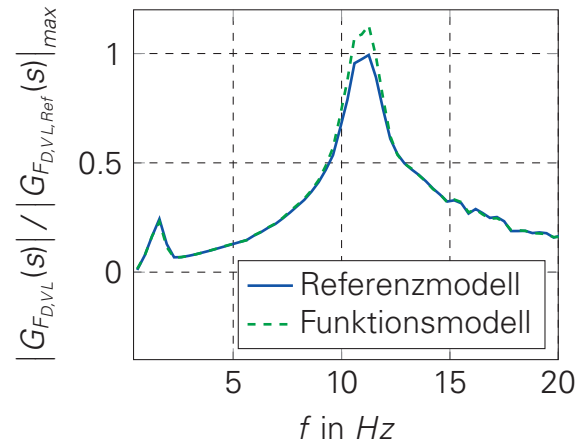
(a) Aufbauamplitudengang $\left| G_{A,VL}(s) = \frac{Z_{A,VL}(s)}{Z_{E,VL}(s)} \right|$



(b) Radamplitudengang $\left| G_{R,VL}(s) = \frac{Z_{R,VL}(s)}{Z_{E,VL}(s)} \right|$



(c) $F_{z,VL}$ -Amplitudengang $\left| G_{F_{z,VL}}(s) = \frac{F_{z,VL}(s)}{Z_{E,VL}(s)} \right|$



(d) $F_{D,VL}$ -Amplitudengang $\left| G_{F_{D,VL}}(s) = \frac{F_{D,VL}(s)}{Z_{E,VL}(s)} \right|$

Abbildung 5.24: Exemplarisches Ergebnis des dynamischen Funktionsmodells auf Fahrzeugeigenschaftsebene bei einer vertikalen Straßenanregung $v_{z,3}$

Ein Gesamtbild der Validierung für die acht betrachteten Fahrzeuge findet sich in Abbildung 5.25. Die hohe Abbildungsqualität hinsichtlich des Lenkradwinkelsprungs lässt sich auch für die weiteren Fahrzeuge bestätigen, da viele Fahrzeuge unterhalb von 5 % über alle charakteristischen Werte liegen. Es sind jedoch auch einige Ausreißer innerhalb der acht Stichproben vorhanden. Besonders die Überhöhungen sind in dem Funktionsmodell der aktiven Wankstabilisierung bereits kritisch diskutiert worden. Die Lenkradwinkelrampe zeigt ebenfalls ein gutes Approximationsergebnis. Der Einfluss des Dämpfers ist aufgrund der geringen Vertikalgeschwindigkeiten jedoch sehr gering, so dass dieses Ergebnis nicht verwundert.

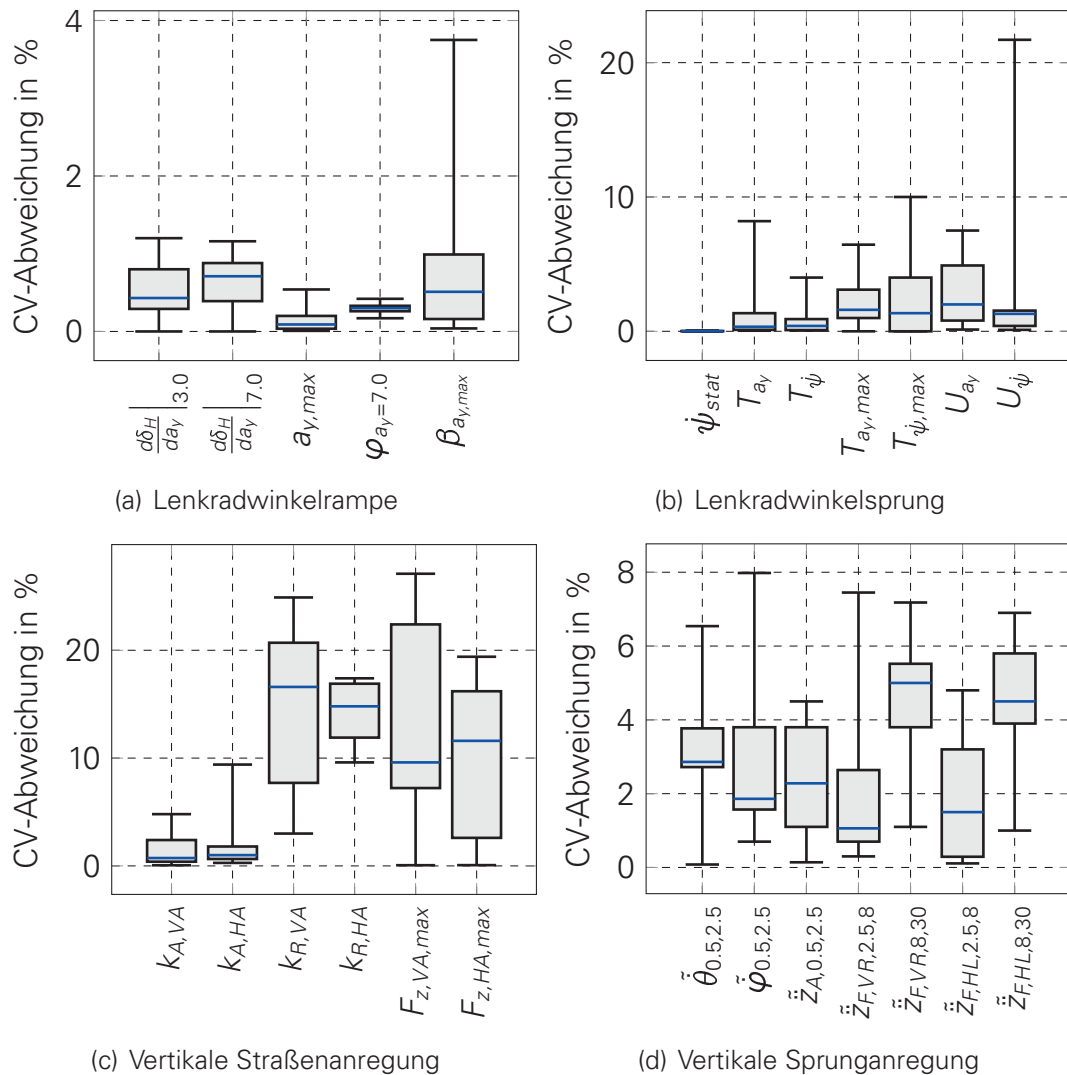


Abbildung 5.25: Validierungsergebnis des dynamischen Funktionsmodells adaptive Aufbaubedämpfung auf Fahrzeugeigenschaftsebene

Die Ergebnisse der Analyse mittels einer vertikalen Straßenanregung zeigen den gleichen Trend wie in der singulären Betrachtung aus Abbildung 5.24. Die Kennwerte, die sich vornehmlich aus den Aufbaubewegungen ableiten, weisen geringfügige Abweichungen auf, wohingegen die Kennwerte, die sich vornehmlich aus den Radbewegungen ableiten, wie z. B. Radüberhöhungen und dynamische Radlasten, hohe Abweichungen aufweisen. Diese Abweichungen werden in Kauf genommen, denn das dynamische Funktionsmodell ist nicht für diese Kennwerte gültig bzw. approximationsfähig. Das

Fahrmanöver einer vertikalen Sprunganregung verläuft wie erwartet gut, denn auch hier weisen die niederfrequenten Kennwerte deutlich bessere Ergebnisse auf. In den RMS-Werten für den Frequenzbereich zwischen 8 Hz und 30 Hz wird die Abweichung bei der Radeigenfrequenz nicht so deutlich wie in der Straßenanregung, aber auch hier ist ein Sprung in den Abweichungen im Vergleich zu den Kennwerten im Frequenzbereich von 0,5 Hz bis 8 Hz erkennbar.

ZUSAMMENFASSUNG

Insgesamt können die dynamischen Funktionseigenschaften der adaptiven Aufbaube-dämpfung im aufbau- und im mittenfrequenten Bereich zur Ableitung von Systemanfor-derungen genutzt werden, da die Approximationsgüte akzeptabel ist. Der Modellansatz basiert auf den wesentlichen Funktionsumfängen in Kombination mit einem vereinfach-ten Modell zur Abbildung der Verstelldämpfereigenschaften. Hierzu ist der nichtlineare Dämpferkraftverlauf über der Dämpfergeschwindigkeit mittels einer Kennlinie abgebildet worden. Die Kennlinie ist mithilfe der Auslegung der stationären Funktionseigenschaf-ten aus Abschnitt 4.4 bestimmbar. Dämpfer- und Ventildynamik werden über einen schaltbaren Tiefpassfilter 1. Ordnung approximiert.

Ein Vergleich der Modelleigenschaften ist in Tabelle 5.3 für eine Gesamtfahrzeugsimu-lation zu sehen. Die notwendige Simulationszeit ist um den Faktor 3 verkürzt und die zugehörige Zahl von Parametern von 2013 für das physikalische Referenzmodell auf 156 für das Funktionsmodell reduziert worden. Ein Großteil der benötigten Parameter des Funktionsmodells entfallen dabei auf die Reglerfunktionen, da die Beobachterstruktu-ren häufig beibehalten werden mussten, um die Approximationsgüte des Modells zu gewährleisten.

Modellart	Parameteranzahl	Simulationszeit (GFZG)		
		STST	RAST	HYP
Funktionsmodell	156	7 Minuten	8 Minuten	13 Minuten
Referenzmodell	2013	26 Minuten	29 Minuten	47 Minuten

Tabelle 5.3: Modellvergleich des Funktions- und des Referenzmodells



6 ANWENDUNGSBEISPIEL: SYSTEMBAUKASTENAUSLEGUNG AKTIVE WANKSTABILISIERUNGSFUNKTION

6.1 FAHRZEUGPOSITIONIERUNG UND OBJEKTIVE ZIELWERTABLEITUNG

Die neue Entwicklungsmethodik aus Kapitel 2 wird innerhalb des Anwendungsbeispiels auf zwei Fahrzeuge der Oberklasse sowie Super-Oberklasse angewendet. Es werden insbesondere die neuen Bestandteile der funktionalen Grundauslegung aus den Kapiteln 3, 4 und 5 zum Einsatz kommen.

Der Entwicklungsprozess beginnt mit einer Fahrzeugpositionierung über alle Fahrzeugeigenschaften vom Fahrwerk bis hin zum Antrieb. Die Zielpositionierung der beiden Fahrzeuge für die Fahrwerkseigenschaften ist in Abbildung 6.1 illustriert. Das Ziel des aktiven Fahrzeugs ist eine Steigerung der Fahrdynamik- und Fahrkomforteigenschaften. Zur Erreichung hoher Komfortansprüche sind beide Fahrzeuge in diesem Segment mit einer Luftfederung ausgestattet. Diese ermöglicht eine niedrigere, komfortorientierte Aufbaueigenfrequenz durch eine verringerte Federsteifigkeit. Die Ausführung der Tragfeder mit einer geringeren Steifigkeit ist aufgrund der Niveauregulierung möglich, sodass die Bodenfreiheit unter Beladung wie auch nahezu konstante Ein- und Ausfederwege des Fahrzeugs gewährleistet werden können, die für den Komfort relevant sind. Ein weiteres Argument für den Einsatz der Luftfeder ist die konstante Aufbaueigenfrequenz über der Beladung [HEG11], [Geb10], [Ise06], [WR06]. Im Fokus beim Fahrzeug der Oberklasse steht ein ausgewogenes Verhältnis zwischen Fahrdynamik und -komfort. Hierzu werden im Vergleich zum Super-Oberklasse-Fahrzeug nicht so hohe Komfortansprüche zugunsten der Fahrdynamik gestellt. Im Fahrzeug der Super-Oberklasse stehen deutlich die Fahrkomfortansprüche im Fokus. Gemäß dieser Zielpositionierung erfolgt die Ableitung von objektiven Zielwerten für das jeweilige Fahrzeug anhand von Eigenschaften des konventionellen Fahrzeugs, das als Referenz herangezogen wird.

Der nächste Schritt nach der Zielpositionierung innerhalb der Zielspinne ist die Definition von objektiven Zieleigenschaften, die das gewünschte Fahrverhalten bzw. die Fahrzeugziele wiedergeben. In Abbildung 6.2 sind die Zielwerte anhand objektiver Kennwerte (CV,

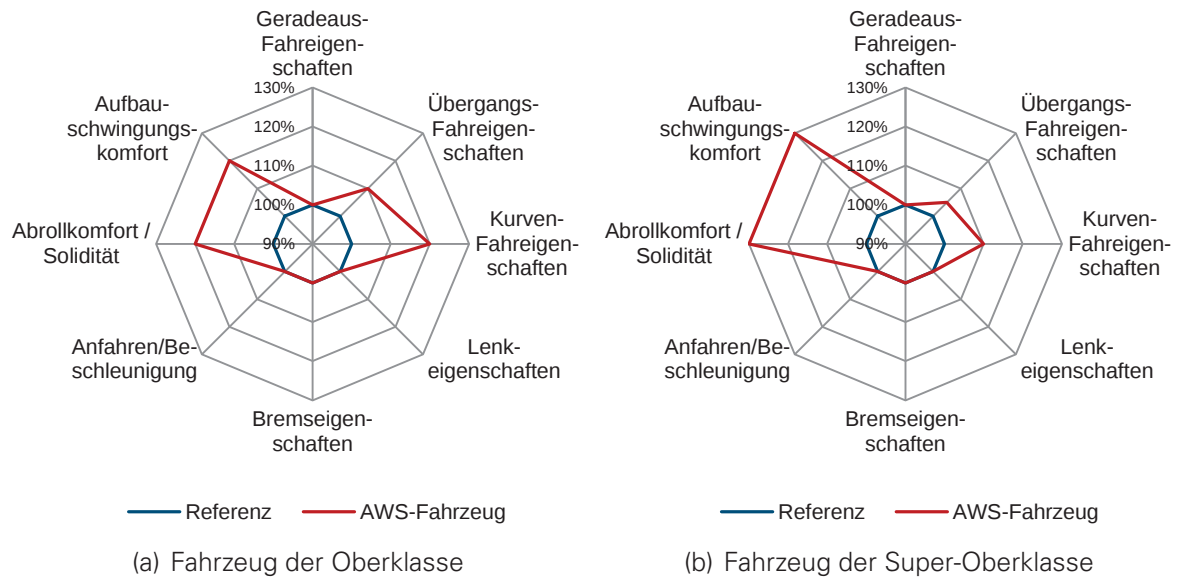


Abbildung 6.1: Zielpositionierung der aktiven Fahrzeuge gegenüber dem passivem Referenzfahrzeug

siehe Abschnitt 1.5), ausgehend vom Referenzfahrzeug für das Oberklasse-Fahrzeug, dargestellt. Die Steigerung der Übergangs- und der Kurvenfahreigenschaften spiegelt sich in diversen Kennwerten wider. Die beiden Lenkradwinkelgradienten im Linear- und im Grenzbereich sollen gegenüber denen des Referenzfahrzeugs reduziert werden. Somit wird ein neutraleres Fahrverhalten generiert. Die maximale Querbewegung $a_{y,max}$ soll gesteigert werden und so die sportliche Ausführung des Fahrzeugs mit aktiver Wankstabilisierung unterstreichen. Insgesamt soll das Wankverhalten, repräsentiert durch die objektiven Kennwerte Wankwinkelgradient aus Null, Wankwinkel bei 4 m/s^2 und Wankwinkel bei 7 m/s^2 , deutlich reduziert werden und so eine bessere Aufbauanbindung bei Kurvenfahrt ermöglichen. Die Zeitverzögerungen der Querbewegung wie auch der Giergeschwindigkeit können auf dem Niveau bleiben, aber beide Fahrzeugbewegungen sollen deutlich stärker gedämpft werden. So kann ein sportlicheres Fahrverhalten erreicht werden [HB02], [Zom91]. Hinsichtlich Komforteigenschaften sollen die Wankwinkelbeschleunigungen deutlich reduziert werden, da dies ebenfalls vom Fahrer wahrnehmbar ist und als sportlich empfunden wird.

Die objektiven Kennwerte zur Übersetzung der Zielspinneneigenschaften sind für das Fahrzeug der Super-Oberklasse entsprechend gleich. Sie sind lediglich der Zielpositionierung des Fahrzeugs angepasst worden und werden in Abbildung 6.3 gezeigt. Insbesondere stehen bei diesem Fahrzeug die Horizontierung des Aufbaus und ein möglichst harmonischer Wankwinkelverlauf im Fokus. Ein weiterer wichtiger Aspekt für ein Fahrzeug dieser Klasse ist die Minimierung von Wankwinkelgeschwindigkeit und -beschleunigung. Ein neutraleres Fahrverhalten bzw. eine höhere Querbewegung sind in diesem Fahrzeug nicht unbedingt gefordert. Eine Steigerung ist durchaus gewünscht, sofern keine komfortrelevanten Fahrzeugeigenschaften verschlechtert werden. Innerhalb der Zeitverzögerungen für Querbewegung und Giergeschwindigkeit wird ein entsprechender Vorhalt zur Erreichung der Fahrzeugziele berücksichtigt.

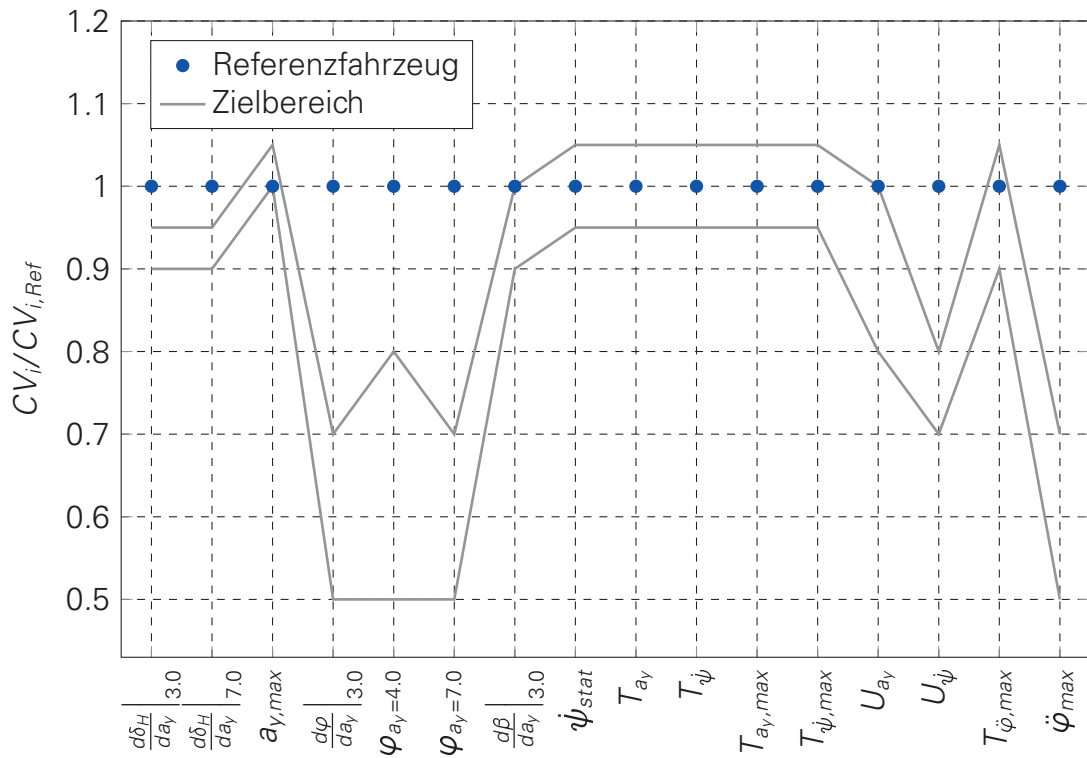


Abbildung 6.2: Objektive Zielwerte für das Fahrzeug der Oberklasse

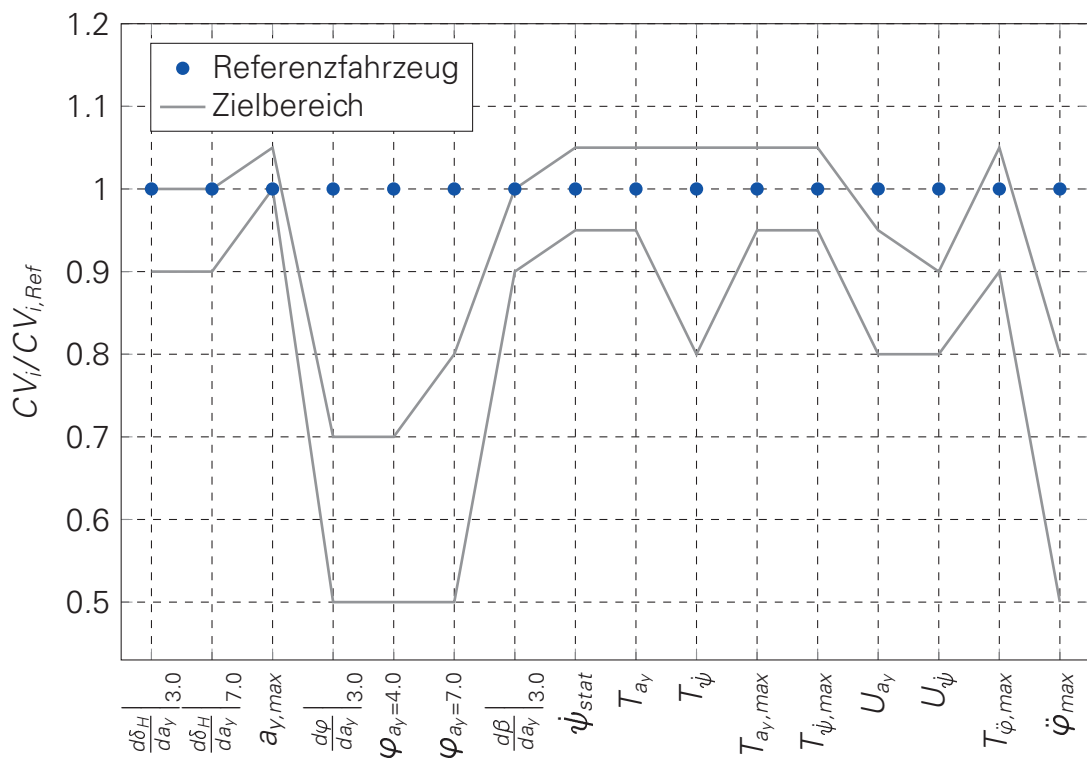


Abbildung 6.3: Objektive Zielwerte für das Fahrzeug der Super-Oberklasse

6.2 FUNKTIONALE GRUNDAUSLEGUNG DER AKTIVEN WANKSTABILISIERUNGSFUNKTION

Im Anschluss an die Zielpositionierung und die vorhandenen objektiven Zieleigenschaften beginnt die funktionale Grundausslegung (Kapitel 2). Es werden die Modelle und die Auslegungsmethoden der funktionalen Grundausslegung aus den vorherigen Kapiteln eingesetzt.

ENTSCHEIDUNGSFINDUNG MIT HILFE DES WISSENSMANAGEMENTSYSTEMS

Mittels des Wissensmanagementsystems aus Kapitel 3 wird eine grundsätzliche Vorentscheidung getroffen, ob die Zieleigenschaften über konventionelle Komponenten oder den Einsatz von Fahrwerkregelsystemen im Sinne von notwendigen Funktionen erreichbar sind. Es gilt zu prüfen, ob die Zieleigenschaften für das aktive Fahrzeug auch durch mechanische Bauteile realisierbar sind. Zur Erreichung der Komforteigenschaften ist bereits die Luftfeder für das aktive Fahrzeug eingesetzt worden. Zur Steigerung der Fahrdynamikeigenschaften wird der Stabilisator als Abstimmbauteil zusammen mit einer Veränderung der Wankmomentenverteilung wie auch der Fahrzeughorizontierung betrachtet. Das aktive Pendant stellt die Funktion aktive Wankstabilisierung dar. Weitere Bauteile, etwa die Reifen, Zusatz-, Zuganschlagfedern wie auch Verstelldämpfer bzw. die Funktion adaptive Aufbaubedämpfung, sind bereits hinsichtlich der Eigenschaftspotenziale ausgereizt. Die Entscheidung zwischen der aktiven und der konventionellen Lösung wird mithilfe des Wissensmanagements und des darin aufbereiteten Wirkkettenverständnisses getroffen. In Abbildung 6.4 sind die entsprechenden Wirkketten der Funktion aktive Wankstabilisierung wie auch des konventionellen Wankstabilisators dargestellt.

Aus der Gegenüberstellung geht hervor, dass die aktive Wankstabilisierung die Fahrzeugeigenschaften deutlicher beeinflussen kann, da kein Kompromiss zwischen Fahrdynamik- und Fahrkomforteigenschaften eingegangen werden muss. Zur Verbesserung der Kurven-Fahreigenschaften ist eine Wankwinkelreduktion von bis zu 50 % in den Zielwerten (Abschnitt 6.1) $\varphi_{a_y=4.0}$ und $\varphi_{a_y=7.0}$ für beide Fahrzeuge gefordert. Zur Einhaltung dieser Zielwerte muss der passive Stabilisator von Vorder- und Hinterachse beim Fahrzeug der Oberklasse um den Faktor 4 erhöht werden. Im Vergleich zu einem sportlichen Fahrzeug der Mittelklasse sind die resultierenden Stabilisatorsteifigkeiten doppelt so groß. Die Steifigkeitserhöhung führt zu einer höheren Wank Eigenfrequenz und einer reduzierten Wankdämpfung. Dies verschlechtert unmittelbar die Aufbauschwingungskomforteigenschaft Kopieren und verletzt den Zielwert für die maximale Wankbeschleunigung φ_{max} . Die gewünschte Steigerung der maximalen Querschleunigung $a_{y,max}$ zur Darstellung eines sportlicheren Fahrverhaltens ist ebenfalls nicht mit der passiven Realisierung möglich, da ein beherrschbares untersteuerndes Fahrverhalten mit einer konstanten Wankmomentenverteilung für den gesamten Geschwindigkeitsbereich sichergestellt werden muss.

Wie eingangs erwähnt, bietet die Funktion aktive Wankstabilisierung ein höheres Potenzial als die konventionelle Lösung. Insbesondere der Zielkonflikt zwischen Fahrzeugsicherheit und Fahrdynamik kann entschärft werden. Die Applikationsparameter

Wankwinkel über der Querbewschleunigung $\varphi(a_y)$ als auch Momentenverteilung über der Geschwindigkeit $\Phi(v_x)$ ermöglichen eine Einhaltung der Zielpositionierung bei gleichzeitiger Fahrzeugstabilität. Im Bereich niedriger bis mittlerer Geschwindigkeiten kann das Eigenlenkverhalten mithilfe des Applikationsparameters Momentenverteilung $\Phi(v_x)$ neutral ausgeführt und erst bei höheren Geschwindigkeiten in ein untersteuerndes Verhalten überführt werden. Der Verlauf des Wankwinkels ist über den Applikationsparameter $\varphi(a_y)$ im Rahmen der Systemeigenschaften frei gestaltbar. Die Wankstabilisierungsfunktion ermöglicht eine Entkopplung des linken und rechten Rades und gewährleistet die Zielwerteinhaltung für die Fahrzeugsubeigenschaft Kopieren. Somit ist zur Beibehaltung der Zielpositionierung die Funktion aktive Wankstabilisierung für beide Fahrzeuge zu favorisieren. Die Funktions- als auch Systemauslegung muss nun für die Wankstabilisierungsfunktion erfolgen, d. h. die Applikationsparameter der Funktion als auch die Systemanforderungen werden ausgehend von der Zielpositionierung für das jeweilige Fahrzeug bestimmt.

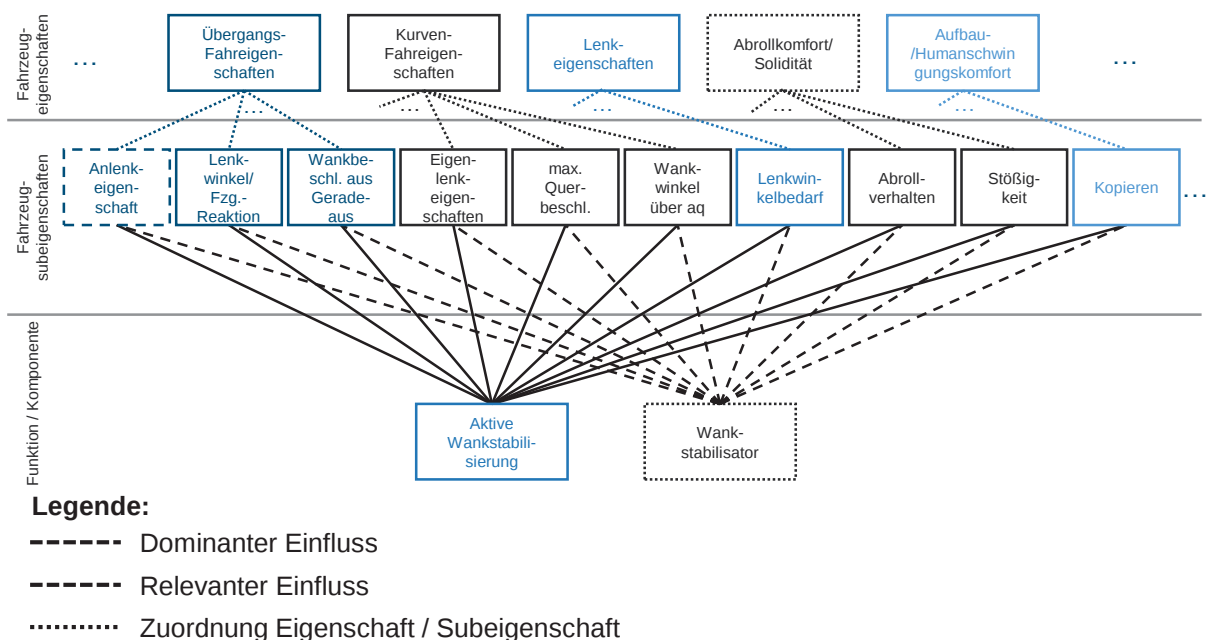


Abbildung 6.4: Graphausschnitt des Wirkkettenvergleichs Funktion aktive Wankstabilisierung und Wankstabilisator

Nachdem die Entscheidung für die aktive Wankstabilisierung gefallen ist, kann das Wissensmanagementsystem zur Analyse der Wirkzusammenhänge herangezogen werden. In Abbildung 6.5 wird die Funktionswirkkette für die aktive Wankstabilisierung aus Abschnitt 3.3 zur Analyse genutzt. Es zeigt sich, dass die Wankbeschleunigung eine starke Abhängigkeit vom maximalen Gesamtmoment und vom zeitlichen Aufbau aufweist. Das Eigenlenkverhalten, der Lenkradwinkelbedarf und die maximale Querbewschleunigung werden stark von der Momentenverteilung zwischen Vorder- und Hinterachse beeinflusst. Diese Informationen über die Wirkzusammenhänge sind wertvoll für die Ableitung von Applikationsvarianten und fließt in die Auslegung sowohl der stationären als auch der dynamischen Eigenschaften ein.

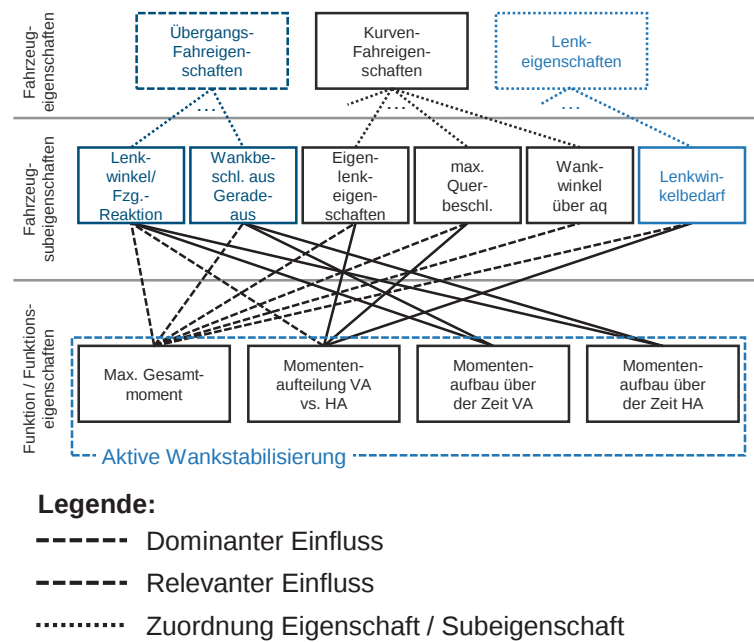


Abbildung 6.5: Graphausschnitt der Funktionswirkkette der aktiven Wankstabilisierung

AUSLEGUNG DER STATIONÄREN EIGENSCHAFTEN

Nach der Entscheidung für die Funktion aktive Wankstabilisierung müssen die entsprechenden Systemanforderungen wie auch Funktionsmöglichkeiten genutzt werden. Hierzu wird zunächst eine stationäre Auslegung für beide Fahrzeuge auf Basis der jeweiligen Zielwerte durchgeführt. In Abbildung 6.6 ist das Ergebnis der stationären Funktionsauslegung für das Fahrzeug der Oberklasse dargestellt. Als Referenz wird das konventionelle bzw. passive Fahrzeug herangezogen, wobei die Varianten 1 bis 3 verschiedene Applikationsvarianten darstellen. Es werden zum Einen der Wankwinkelverlauf über der Querbeschleunigung und zum Anderen das notwendige Systemmoment exemplarisch für das System an der Vorderachse gezeigt. Da sich die beiden Fahrzeuge eine gemeinsame Achsarchitektur teilen, wird in der stationären Auslegung von gleicher Stabilisatorlogik, also Stabilisatorlänge und Position der Stabilisatoranbindung, ausgegangen. Sollte sich zeigen, dass die gewünschten Fahrzeugeigenschaften zu stark unterschiedlichen Systemeigenschaften führen, werden die Geometriefreiheitsgrade mitberücksichtigt. Es werden folgende Varianten der Funktionsapplikation für beide Fahrzeuge unter Berücksichtigung der Wirkzusammenhänge aus Abbildung 6.5 in der stationären Auslegung betrachtet:

- Referenz: konventionelles Fahrzeug
- Variante 1: Übernahme der Funktionsapplikation aus dem Vorgängerprojekt
- Variante 2: Anpassung des Fahrzeuggewichts in der modellbasierten Vorsteuerung
- Variante 3: Reduktion des Sollwankwinkels innerhalb der Funktion

Variante 1 in Abbildung 6.6 ist abgeleitet aus dem Vorgängerprojekt und stellt einen guten Ausgangspunkt für die Auslegung dar. Es ist erkennbar, dass der Wankwinkel über der Querbeschleunigung ggü. der Referenz deutlich reduziert werden kann. Bei der

Querbeschleunigung von 7 m/s^2 ist der Wankwinkel in Variante 1 um 38 % geringer. Es zeigt sich jedoch, dass ab einer Querbeschleunigung von 7 m/s^2 der Wankwinkelverlauf einen Knick besitzt und unharmonisch ist. Dies ist auf die Applikation zurückzuführen, da das System im Vorgängerprojekt an seine Leistungsgrenze gestoßen ist. Variante 2 ist linear über der Querbeschleunigung gestaltet. Diese Applikation ist einem passiven Fahrzeugverhalten mit einer sehr niedrigen Wankneigung nachempfunden. Es spielt die Vorteile der Funktion aktive Wankstabilisierung aus und verringert den Wankwinkel im Vergleich zu Variante 2 nochmals. Ersichtlich wird aber auch gleich, dass der Momentenbedarf des Systems um 30 % zunimmt. Somit muss ein Kompromiss zwischen Systemanforderungen und Fahrzeugverhalten gefunden werden. Dieser Kompromiss ist in Variante 3 realisiert. Der Wankwinkelverlauf stimmt in großen Teilen mit Variante 1 überein, verhält sich jedoch bis zu einer Querbeschleunigung von 8 m/s^2 linear und gibt bei den hohen Querbeschleunigungen weniger nach. Das erforderliche Systemmoment zur Realisierung des Fahrzeugverhaltens ist lediglich um 7 % größer und daher akzeptabel. Die Steigerung des Kurvenverhaltens um 20 % gemäß der Zielpositionierung des Fahrzeugs (Abbildung 6.1) ist somit für die Fahrzeugsubeigenschaft Wankwinkelverlauf über der Querbeschleunigung deutlich erfüllt.

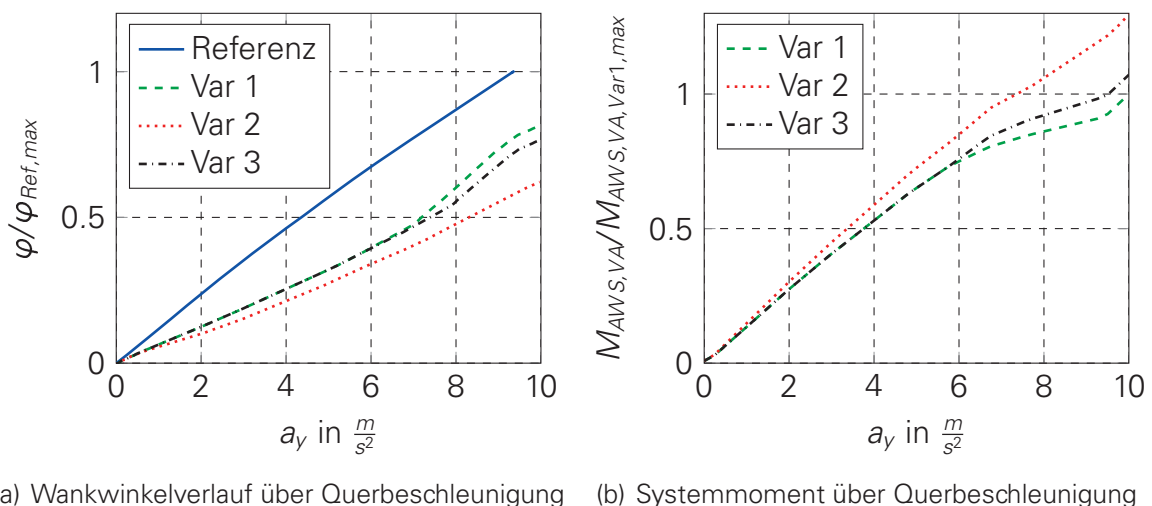
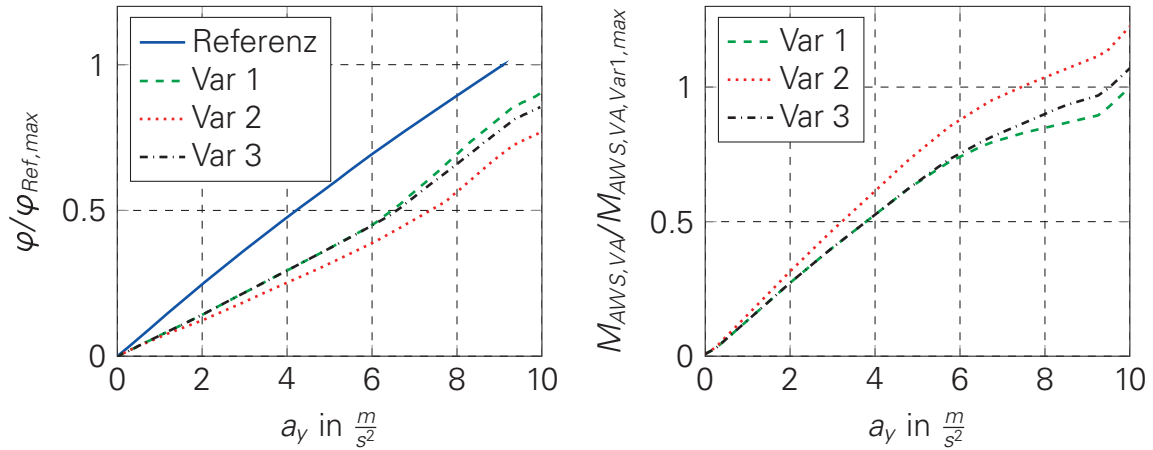


Abbildung 6.6: Ergebnis der stationären Auslegung für das Fahrzeug der Oberklasse auf Fahrzeug- und Funktionseigenschaftsebene

Für das zweite Fahrzeug der Super-Oberklasse wurde wie beim ersten Fahrzeug vorgegangen. Die Ergebnisse der stationären Funktionsauslegung sind in Abbildung 6.7 gezeigt. Der Wankwinkelverlauf ist im Vergleich zum konventionellen Referenzfahrzeug deutlich reduziert worden. Zieht man den charakteristischen Wert des Wankwinkels bei der Querbeschleunigung von 7 m/s^2 heran, so stellt man fest, dass er um 28 % verringert werden konnte. Somit ist entsprechend der Zielpositionierung das Kurvenverhalten nicht so stark im Fokus für diese Fahrzeugklasse.

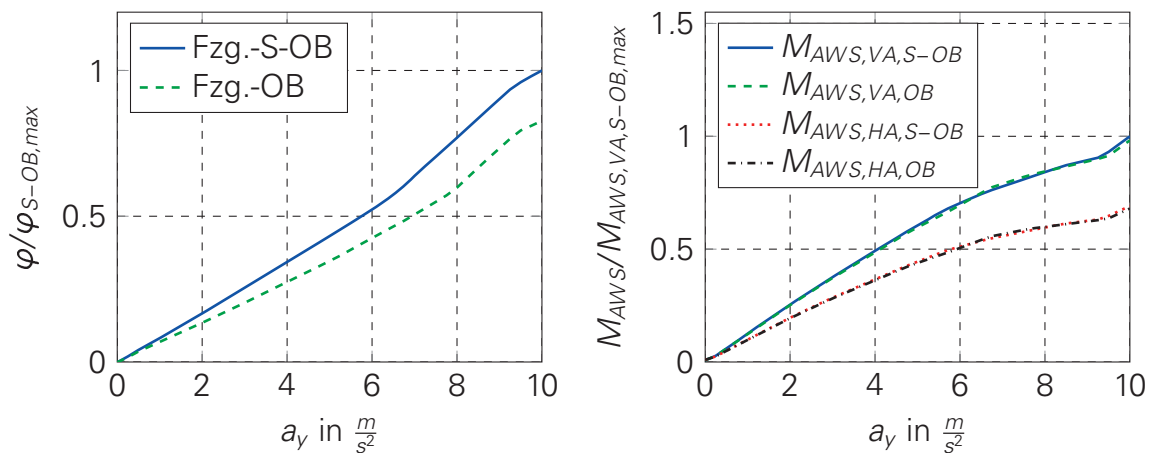
Das angestrebte Ziel des Anwendungsbeispiels besteht darin, ein System für beide Fahrzeugklassen zur Verfügung zu stellen und so einen Baukasten zu ermöglichen. Aus diesem Grund soll innerhalb der stationären Funktionsauslegung bereits ein erster Vergleich stattfinden, um eine vorläufige Realisierungsabschätzung durchzuführen. In Abbildung 6.8 sind die beiden Fahrzeuge und die notwendigen Systemmomente an Vorder- und Hinterachse zu sehen. Schon in den Fahrzeugeigenschaften zeigt sich die



(a) Wankwinkelverlauf über Querbeschleunigung (b) Systemmoment über Querbeschleunigung

Abbildung 6.7: Ergebnis der stationären Auslegung für das Fahrzeug der Super-Oberklasse auf Fahrzeug- und Funktionseigenschaftsebene

deutliche Differenzierung zwischen den beiden Fahrzeugklassen in Abbildung 6.8, so wie es auch in der Zielpositionierung gewünscht ist. Das Fahrzeug der Oberklasse besitzt über den gesamten Querbeschleunigungsbereich einen niedrigeren Wankwinkel.



(a) Wankwinkelverlauf über Querbeschleunigung (b) Systemmoment über Querbeschleunigung

Abbildung 6.8: Ergebnisvergleich der stationären Auslegung beider Fahrzeuge auf Fahrzeug- und Funktionseigenschaftsebene

Bei einer Betrachtung der Systemmomente an den jeweiligen Achsen wird schnell ersichtlich, dass ein gemeinsames System an Vorder- und Hinterachse hinsichtlich der stationären Eigenschaften möglich ist. Die Systemanforderungen des maximalen Momentes unterscheiden sich nur marginal. Das höhere Fahrzeuggewicht des Super-Oberklasse-Fahrzeugs in Kombination mit den geringeren Wankwinkelzielen als beim leichteren Fahrzeug der Oberklasse mit entsprechend höherem Wankwinkelreduktionspotenzial können durch ein gleiches System realisiert werden.

AUSLEGUNG DER DYNAMISCHEN EIGENSCHAFTEN

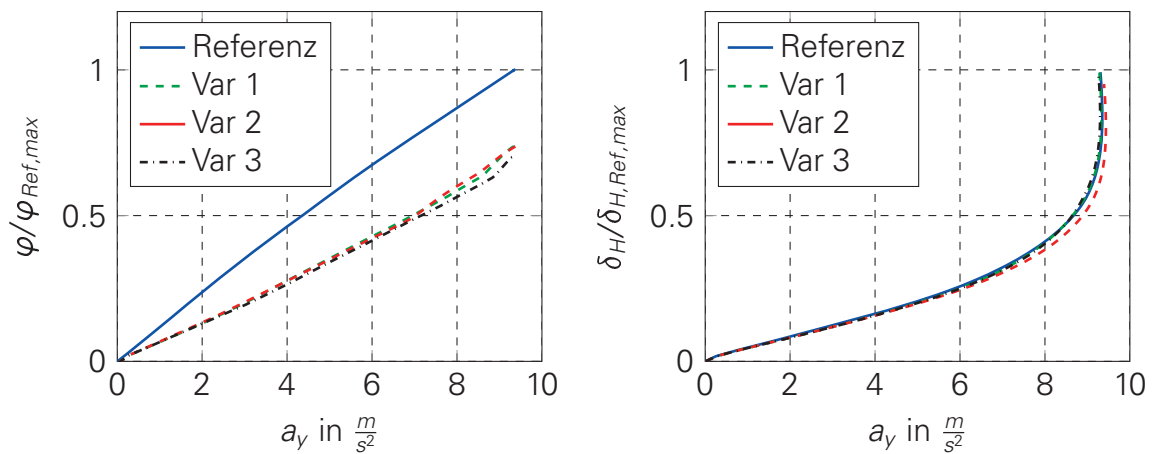
Im nächsten Schritt gilt es, die dynamischen Systemanforderungen für die jeweiligen Fahrzeuge festzulegen. Hier wird sich zeigen, ob das Ergebnis der stationären Funktionsauslegung eines einheitlichen Systems Bestand haben kann. Bisher ist auf Funktionsebene nur die Applikationsmöglichkeit für den Wankwinkel über der Querbeschleunigung unter Annahme einer bekannten Momentenverteilung zwischen dem System an Vorder- und Hinterachse, z. B. aus einem Vorgängerprojekt, genutzt worden. Anhand dieser Ergebnisse wird ein Detaillierungsschritt vollzogen, und es wird das dynamische Funktionsmodell aus Abschnitt 5.3 für eine einfache Einflussanalyse verwendet. Zur Funktionsanalyse erfährt die typische Systembandbreite eine Steigerung, während die Systemreibung vernachlässigt wird, so dass eine alleinige Funktionsbewertung möglich ist. Die Systemanforderungen für die Funktion sollen im nächsten Schritt bestimmt werden.

Das Ergebnis der Funktionsanalyse ist in Abbildung 6.9 für eine Lenkradwinkelrampe und in Abbildung 6.10 für einen Lenkradwinkelsprung dargestellt. Innerhalb der Abbildungen werden folgende Funktionsvarianten mithilfe der Funktionswirkkette aus Abbildung 6.5 exemplarisch dargestellt und erläutert:

- Referenz: konventionelles Fahrzeug
- Variante 1: Übernahme der Applikationsparameter aus der stationären Funktionsauslegung für den Wankwinkelverlauf und die Momentenverteilung
- Variante 2: Beibehaltung des Wankwinkelverlaufs bei einer neutraleren Fahrzeugabstimmung über die Momentenverteilung
- Variante 3: Reduzierung des Wankwinkelverlaufs bei ursprünglicher Momentenverteilung

Auf eine explizite Gegenüberstellung zwischen stationärer Funktionsauslegung und dynamischem Funktionsmodell wird verzichtet, da das einfache Wankmodell hervorragende Ergebnisse geliefert hat (siehe Abschnitt 4.3). An dieser Stelle sollen die Einflussmöglichkeiten der Funktion diskutiert werden. In Abbildung 6.9 ist erkennbar, dass die erste Abstimmung aus der stationären Funktionsauslegung mit Variante 1 beibehalten werden konnte. Der Wankwinkel über der Querbeschleunigung kann gegenüber dem konventionellen Referenzfahrzeug deutlich reduziert werden. Bei Variante 1 fällt auf, dass der Lenkradwinkelverlauf über der Querbeschleunigung beim Referenzfahrzeug und dem aktiven Fahrzeug nahezu identisch ist. Unter Nutzung des zweiten Applikationsparameters, der Momentenverteilung, lässt sich eine gewünschte Differenzierung zwischen den beiden Fahrzeugen hinsichtlich des Lenkradwinkelbedarfs mittels Variante 2 realisieren (vgl. Abbildung 6.5). Hierbei wird die Momentenverteilung zum Vorderachssystem zurückgenommen und unter Berücksichtigung der Reifeneigenschaften ein neutraleres Fahrverhalten dargestellt. Ein weiterer positiver Effekt ist die Steigerung der maximalen Querbeschleunigung durch das neutralere Fahrverhalten, wie es auch in den Wirkzusammenhängen in Abbildung 6.5 dargestellt ist. Dieser Applikationsparameter bringt ein Risiko mit sich, da ein sehr neutrales Fahrzeug für den Fahrer schwer beherrschbar ist und als unvorhersehbar wahrgenommen wird. Somit sollte die typische Untersteuertendenz beibehalten werden. Die dritte Variante

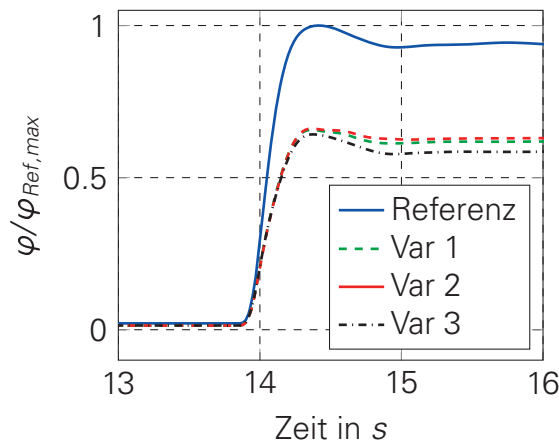
soll die unabhängige Einstellmöglichkeit von Lenkradwinkelbedarf und Wankwinkelverlauf darstellen. In dieser Variante sind der Sollwankwinkel nochmals reduziert und die Momentenverteilung aus Variante 1 beibehalten worden.



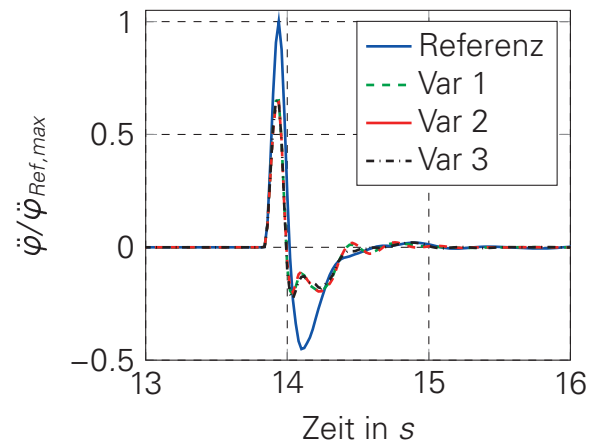
(a) Wankwinkelverlauf über Querbeschleunigung (b) Lenkradwinkel über Querbeschleunigung

Abbildung 6.9: Ergebnis der Funktionsanalyse für das Fahrzeug der Oberklasse auf Fahrzeugeigenschaftsebene bei einer Lenkradwinkelrampe bei $v_x = 100 \text{ km/h}$

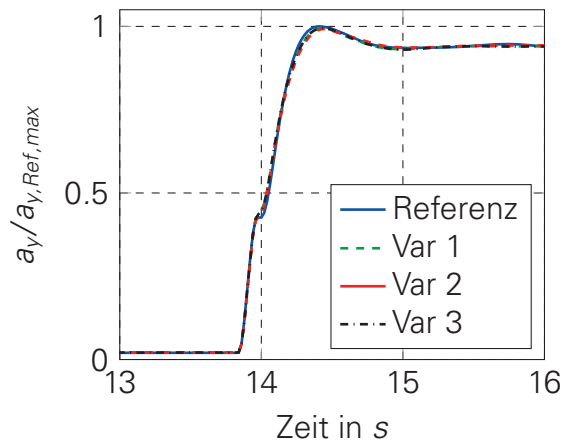
Bisher lag der Fokus auf dem stationären Fahrmanöver der Lenkradwinkelrampe. In Abbildung 6.10 wird ein dynamisches Fahrmanöver hinzugezogen. Im Wankwinkelverlauf wird nochmals das Potenzial der Funktion aktive Wankstabilisierung deutlich, da auch die Überschwingweite gegenüber dem konventionellen Fahrzeug reduziert werden kann. Der stationäre Wankwinkelverlauf ist im gleichen Maß geringer wie in der Lenkradwinkelrampe. Die Momentenverteilung bewirkt eine Bedämpfung des Wankwinkelverlaufs. Dies wird bei der Betrachtung von Variante 1 und 2 ersichtlich. Aufgrund der unterschiedlichen Momente für Vorder- und Hinterachssystem sowie deren unterschiedliches Reibverhalten stellt sich auch ein leicht unterschiedlicher stationärer Wankwinkel ein, der die Überschwingweite reduziert. Der Querbeschleunigungsverlauf bleibt über alle Varianten vom konventionellen bis hin zum neutraleren aktiven Fahrzeug nahezu unberührt. Innerhalb des Giergeschwindigkeitsverlaufs zeigt sich eine Reduzierung der Überschwingweite bei schnellerer Erreichung des stationären Endwertes für die aktiven Fahrzeuge. Weiterhin kann mithilfe der Momentenverteilung die Gierdämpfung beeinflusst werden. Hierzu werden die degressiven Reifeneigenschaften unter steigender Radlast zur Veränderung der Schräglaufsteifigkeit zwischen Vorder- und Hinterachse genutzt [MW04]. Je neutraler das Fahrzeug über die Momentenverteilung abgestimmt wird, desto geringer ist der Überschwinger der Giergeschwindigkeit. Somit muss ein Kompromiss zwischen Fahrzeugstabilität und Gierdämpfung gefunden werden. Variante 2 stellt einen solchen Kompromiss zwischen Differenzierung im Lenkradwinkelverhalten, gesteigerter maximaler Querbeschleunigung und Reduzierung der Giergeschwindigkeitsüberhöhung dar. Diese Applikationsvariante wird für die Festlegung der Systemanforderungen weiterverfolgt.



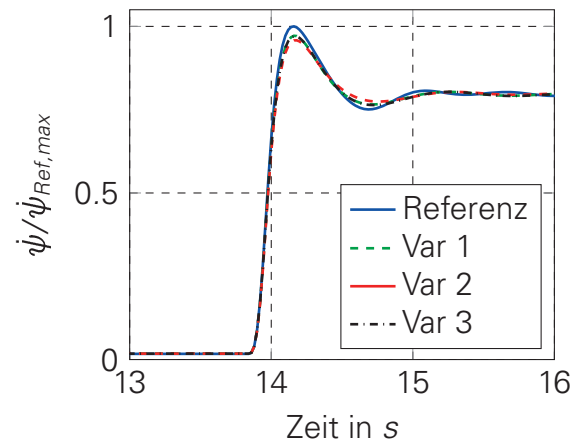
(a) Wankwinkel über der Zeit



(b) Wankwinkelbeschleunigung über der Zeit



(c) Querbeschleunigung über der Zeit



(d) Giergeschwindigkeit über der Zeit

Abbildung 6.10: Ergebnis der Funktionsanalyse für das Fahrzeug der Oberklasse auf Fahrzeugeigenschaftsebene bei einem Lenkradwinkelsprung bei $v_x = 100 \text{ km/h}$ und $a_y = 6 \text{ m/s}^2$

In Abbildung 6.9 und Abbildung 6.10 werden einige Fahrzeuggrößen explizit dargestellt. Für einen Gesamtüberblick über die Funktionsauslegung, sind die drei Varianten anhand der objektiven Kennwerte (CV) in Abbildung 6.11 verglichen worden. Es ist erkennbar, dass die Varianten 1 und 3 im Lenkradwinkelbedarf im Linear- wie auch Grenzbereich nicht den Zielbereich für das aktive Fahrzeug erreichen. Die zweite Variante erfüllt die Kriterien maximale Querbeschleunigung und Reduzierung des Lenkradwinkelbedarfs aufgrund der neutraleren Abstimmung durch die Momentenverteilung der Funktion innerhalb des Zielbereichs. Im Wankverhalten zeigen sich geringe Unterschiede zwischen den Varianten, allerdings befinden sich alle Applikationsvarianten deutlich im Zielbereich. Hinsichtlich Zeitantworten zeigen sich bei Variante 2 geringfügig langsamere Fahrzeugreaktionen, aber ein deutlich gedämpfteres Fahrzeugverhalten. Es werden die höheren Zeitverzögerungen aufgrund des deutlich höheren Gewinns an Dämpfung und somit einem beherrschbareren Fahrzeugverhaltens bevorzugt. Hinsichtlich der Reduzierung der Wankwinkelbeschleunigung sind alle Varianten auf dem gleichen Niveau. Ein Defizit der Variante 2 ist der deutlich langsamere Aufbau des maximalen Wankwinkels bei gleichem Niveau der Wankwinkelbeschleunigung. Insgesamt zeigt jedoch die Variante 2 das meiste Potenzial, da eine gewünschte Differenzierung zwischen konventionellem und aktivem Fahrzeug im Lenkradwinkelbedarf möglich ist. Es gilt zu klären, ob die Defizite hinsichtlich des zeitlichen Aufbaus des maximalen Wankwinkels über entsprechende Systemanforderungen kompensiert werden können.

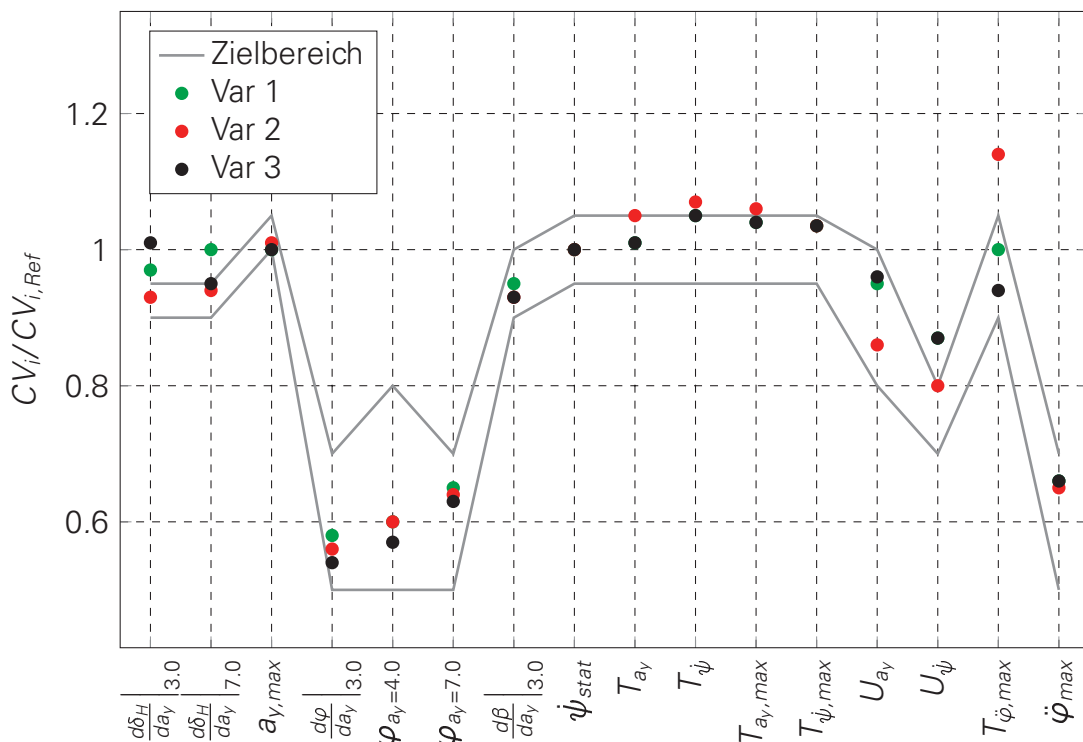
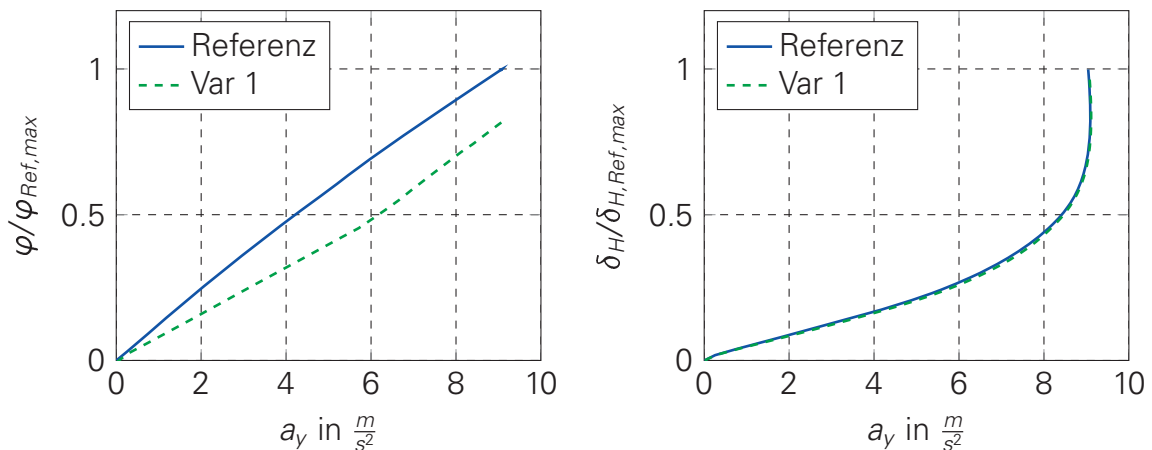


Abbildung 6.11: Ergebnis der Funktionsauslegung auf Basis objektiver Kennwerte für das Oberklasse-Fahrzeug

Das beschriebene Vorgehen zur Funktionsanalyse ist ebenfalls für das Fahrzeug der Super-Oberklasse durchgeführt worden. Analog zur Zielpositionierung des Fahrzeugs wurde ein Kompromiss zwischen Steigerung der Fahrdynamik und Gewährleistung eines gewünschten Fahrkomforts gefunden. Aus Effizienzgründen wird nur das finale Ergebnis

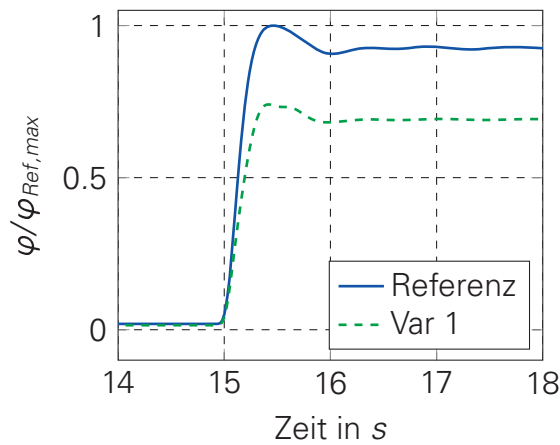
anhand ausgewählter Fahrzeuggrößen und der zugehörigen objektiven Kennwerte dargestellt. In Abbildung 6.12 sind die Ergebnisse der Lenkradwinkelrampe für das Fahrzeug der Super-Oberklasse dargestellt. Es zeigt sich, dass der Wankwinkel über der Querbeschleunigung reduziert werden konnte und der Verlauf des Wankwinkels nahezu linear ansteigt bis circa 7 m/s^2 . Die Steuertendenz des Fahrzeugs entspricht der des Referenzfahrzeugs, d. h. der Lenkradwinkelbedarf ist bei beiden Fahrzeugen identisch und wird nicht zur Differenzierung herangezogen. Die maximale Querbeschleunigung ist dementsprechend auch nicht gesteigert worden, aber dieser Aspekt wurde bereits in der Zielpositionierung berücksichtigt und so akzeptiert.



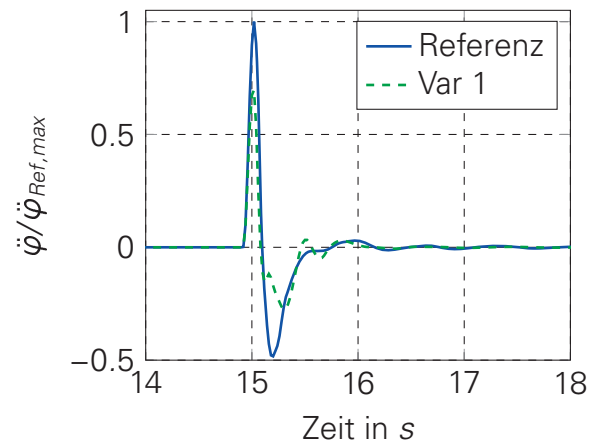
(a) Wankwinkelverlauf über Querbeschleunigung (b) Lenkradwinkel über Querbeschleunigung

Abbildung 6.12: Ergebnis der Funktionsanalyse für das Fahrzeug der Super-Oberklasse auf Fahrzeugeigenschaftsebene bei einer Lenkradwinkelrampe bei $v_x = 100 \text{ km/h}$

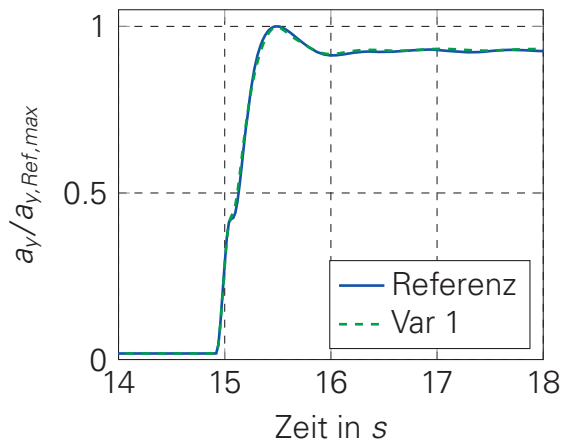
In Abbildung 6.13 sind die Ergebnisse für den Lenkradwinkelsprung zu sehen. Es zeigt sich, dass zum Einen der Wankwinkel dynamisch stark reduziert werden konnte und zum Anderen das Wankverhalten gedämpfter als im Referenzfahrzeug ist. Dies wird insbesondere bei einer Betrachtung der Wankwinkelbeschleunigung deutlich, da die entsprechenden Beschleunigungsspitzen deutlich gesenkt werden konnten und das Abklingverhalten schneller und gedämpfter erfolgt. Im Querbeschleunigungsverlauf über der Zeit zeigt sich kein gravierender Unterschied. Das Gierverhalten des Fahrzeugs ist im aktiven Fahrzeug ebenfalls bedämpft worden. Insgesamt fällt bei Betrachtung der Fahrzeuggrößen die Differenzierung geringer aus als im Fahrzeug der Oberklasse. Es entspricht jedoch der Zielpositionierung für dieses Fahrzeugsegment.



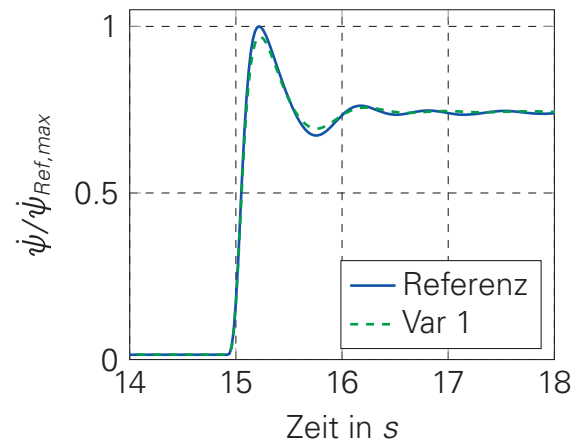
(a) Wankwinkel über der Zeit



(b) Wankwinkelbeschleunigung über der Zeit



(c) Querbeschleunigung über der Zeit



(d) Giergeschwindigkeit über der Zeit

Abbildung 6.13: Ergebnis der Funktionsanalyse für das Fahrzeug der Super-Oberklasse auf Fahrzeugeigenschaftsebene bei einem Lenkradwinkelsprung bei $v_x = 100 \text{ km/h}$ und $a_{y,Ziel} = 6 \text{ m/s}^2$

Analog zum Fahrzeug der Oberklasse wird auch für dieses Fahrzeug ein Gesamtüberblick anhand der objektiven Kennwerte, gespiegelt am Zielbereich, in Abbildung 6.14 dargestellt. Es ist erkennbar, dass fast alle Ziele des Fahrzeugs mit idealisiertem System durch eine entsprechende Funktionsapplikation erreichbar sind. Die einzige Ausnahme stellt der zeitliche Aufbau des maximalen Wankwinkels dar. Dieser ist derzeit noch zu langsam. Ein ähnliches Bild zeigte sich bereits beim Fahrzeug der Oberklasse, und es wird versucht, diesem Defizit mit entsprechender Systemdimensionierung bzw. -anforderungen entgegenzuwirken.

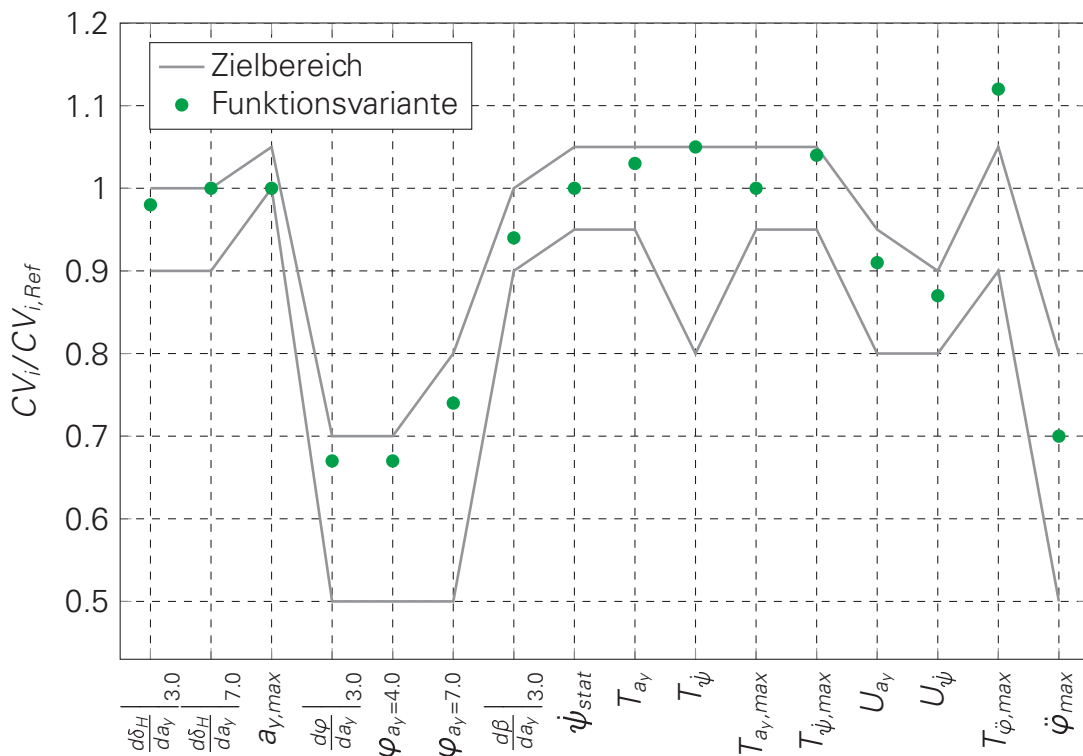


Abbildung 6.14: Ergebnis der Funktionsauslegung auf Basis objektiver Kennwerte für das Super-Oberklasse-Fahrzeug

Somit ist die Funktionsauslegung weitestgehend unter der Annahme idealisierter Systembedingungen erfolgreich durchgeführt worden. Im nächsten Schritt müssen die Systemanforderungen für beide Fahrzeuge bestimmt werden. Erst nach der erfolgten Systemauslegung lässt sich entscheiden, ob ein gemeinsamer Systembaukasten für beide Fahrzeuge möglich ist und welche Randbedingungen eingehalten werden müssen. Die Systemauslegung wird auf Basis des dynamischen Funktionsmodells analog der Funktionsapplikation aus Abschnitt 5.3 für das Fahrzeug der Oberklasse durchgeführt. Das weitere Fahrzeug wird in einer Absicherungsschleife betrachtet und daraufhin analysiert, ob die Systemanforderungen des Fahrzeugs der Oberklasse ausreichend sind oder eine weitere Iteration bei der Systemdimensionierung notwendig ist.

Zur Systemauslegung sind zunächst die bestehenden Systemrealisierungen mittels Methoden der Sensitivitätsanalysen wie z. B. in [SBH10], [Han10] analysiert und die entsprechenden Parameterspielräume identifiziert worden. Dieser Schritt erhöht die Wahrscheinlichkeit, dass eine Realisierungsmöglichkeit gefunden werden kann, sofern die Parametergrenzen eingehalten werden. Die identifizierten Parametergrenzen

sind normiert in Abbildung 6.17 gezeigt. Auf Basis dieses Parameterbereichs sind Systemanalysen durchgeführt worden. Hierbei sind die Systembandbreite $T_{AWS,i}$ und das -schwingungsverhalten $D_{AWS,i}$ hinsichtlich der Zieleigenschaften des Fahrzeugs der Oberklasse analysiert worden. Einen weiteren Aspekt stellen die Systemreibung $k_{Reibung,i}$ wie auch die Stabilisatorsteifigkeit $c_{St,i}$ dar, da bereits in der Entwicklung des dynamischen Funktionsmodells für die aktive Wankstabilisierung (siehe Abschnitt 5.3) die Reibungsmodellierung als notwendig erkannt wurde.

In Abbildung 6.15 sind exemplarische Ergebnisse der Systemvarianten bzgl. des Fahrzeugverhaltens bei einer Lenkradwinkelrampe gezeigt. Die Systemparameter verhalten sich im stationären Bereich nicht sensitiv innerhalb des Parameterraumes, da die Parameter $T_{AWS,i}$ und $D_{AWS,i}$ keinen Einfluss auf das stationäre Verhalten haben und z. B. die Stabilisatorsteifigkeit innerhalb der Fahrzeugregelung berücksichtigt wird.

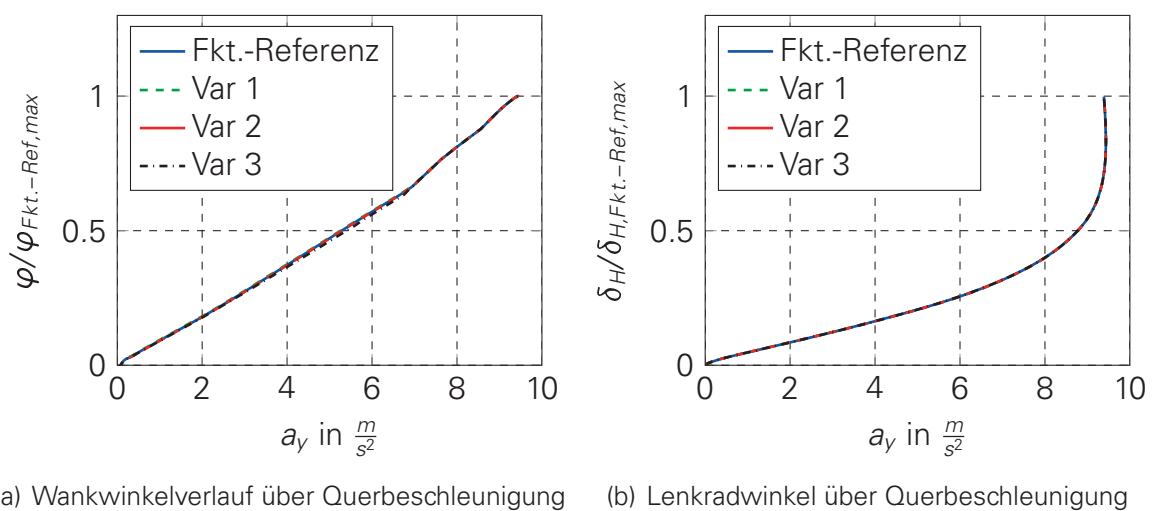


Abbildung 6.15: Ergebnis der Systemanalyse für das Fahrzeug der Oberklasse auf Fahrzeugeigenschaftsebene bei einer Lenkradwinkelrampe bei $v_x = 100 \text{ km/h}$

Die Analyseergebnisse der Systemparameter innerhalb des dynamischen Fahrmanövers eines Lenkradwinkelsprungs sind in Abbildung 6.16 zu sehen. Innerhalb des Querbeschleunigungs- und des Giergeschwindigkeitsverlaufes sind die Unterschiede bei den unterschiedlichen Systemparameterkonfigurationen minimal. Beide Fahrzeugzustände sind maßgeblich von der Momentenverteilung zwischen Vorder- und Hinterachse abhängig. Eine erhöhte Sensitivität bezüglich der lateralen und der rotatorischen Bewegung um die z-Achse ist lediglich dann vorhanden, wenn das geforderte Systemmoment nicht eingehalten werden kann und so die Momentenverteilung beeinflusst wird. Das Wankverhalten des Fahrzeugs wird direkt beeinflusst. Eine erste wichtige Erkenntnis ist, dass ein fast identisches Fahrzeugverhalten mittels unterschiedlicher Systemparameter hinsichtlich des Wankwinkelbaus erreicht werden kann. Bei der in Blau dargestellten Funktionsreferenz ist die Systembandbreite um den Faktor 2 erhöht im Vergleich zu Variante 2 (roter Verlauf). Im Gegensatz zur Funktionsreferenz wird bei Variante 2 die Schnelligkeit über eine reduzierte Systemdämpfung und eine entsprechende Phasenhebung im Frequenzgang generiert, die der Wankbewegung des Aufbaus entgegenwirkt. Innerhalb des Wankwinkelbeschleunigungsverlaufes zeigen sich Unterschiede hinsichtlich des Abklingverhaltens zwischen den beiden Varianten.

Variante 1 zeigt, dass bei Minimierung der Systemreibung die Aufbaubedämpfung für das Wankverhalten reduziert wird, aber beim Wankwinkelaufbau Schnelligkeit gewonnen werden kann. Es ist auch ersichtlich, dass der schnellere Wankwinkelaufbau zu höheren Wankwinkelbeschleunigungsspitzen führt. Die Bedämpfung sollte mittels des Systems bzw. der Systemregelung eingestellt werden, da die Reibung außerhalb der Regelkaskade angreift und die Regelgüte stark negativ beeinflusst.

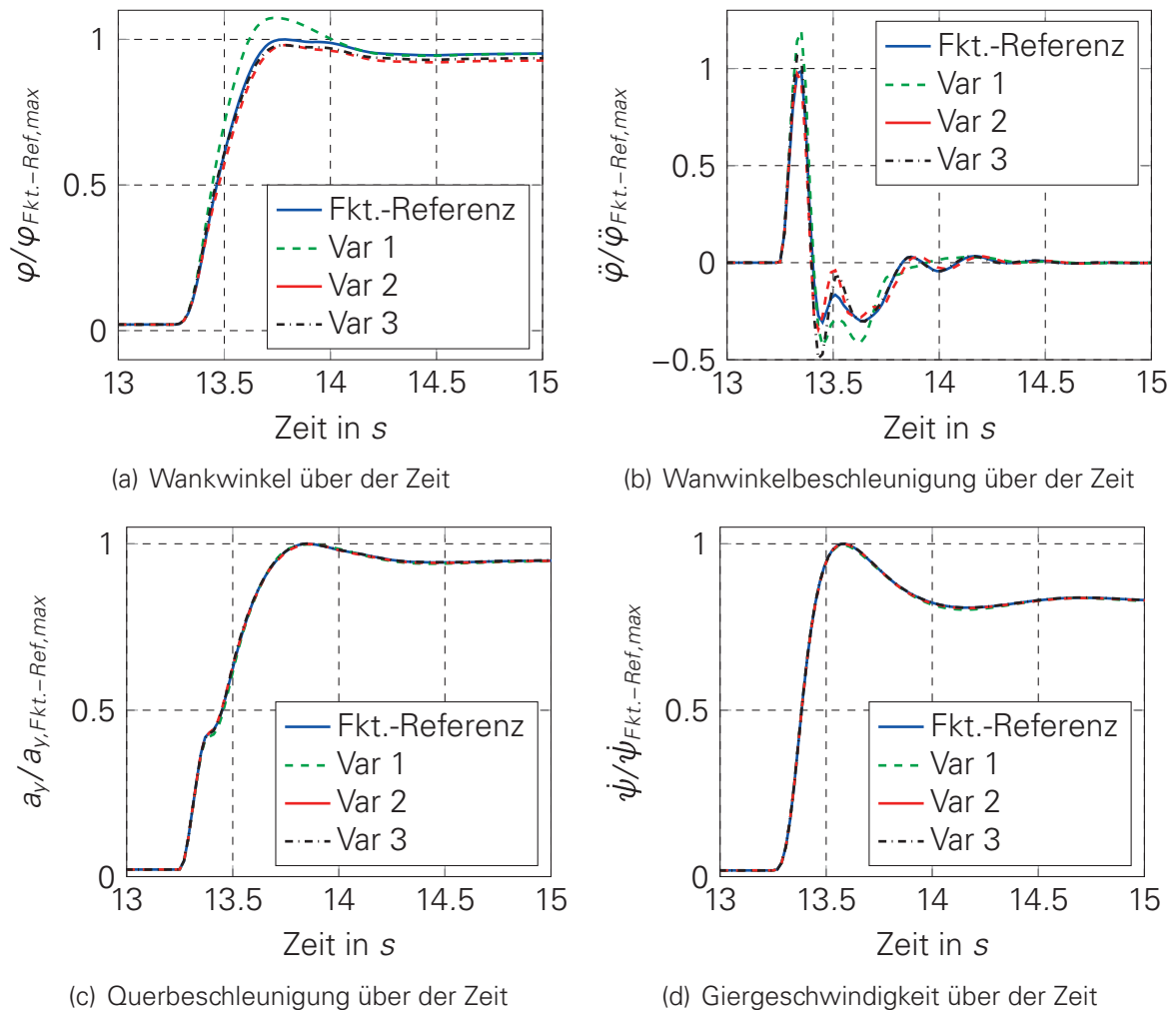


Abbildung 6.16: Ergebnis der Systemanalyse für das Fahrzeug der Oberklasse auf Fahrzeugeigenschaftsebene bei einem Lenkradwinkelsprung bei $v_x = 100 \text{ km/h}$ und $a_{y,Ziel} = 6 \text{ m/s}^2$

Neben den drei exemplarischen Systemparametervariationen sind weitere Systemanalysen mittels der Methoden der statistischen Versuchsplanung durchgeführt worden [SBH10]. In Abbildung 6.18 sind 10 ausgewählte Systemkonfigurationen anhand der objektiven Kennwerte dargestellt. Die zugehörigen Systemparameter können Abbildung 6.17 entnommen werden. Sie sind innerhalb des identifizierten Parameterraumes variiert worden. Der Systemeinfluss ist bei der funktionalen Auslegung nicht vernachlässigbar, da Funktionsnachteile durch entsprechende Systemeigenschaften teilweise kompensiert werden können. Innerhalb der Funktionsapplikation zeigte sich ein Problem hinsichtlich der zeitlichen Erreichung des maximalen Wankwinkels. Dieses Defizit konnte durch entsprechende Systemanforderungen aufgehoben werden. Wiederum schlechte

Systemeigenschaften können bei Betrachtung von Abbildung 6.18 die guten Funktionseigenschaften außerhalb des Zielbereichs befördern. Die angenommenen idealisierten Systemrandbedingungen (geringe Reibung, hohe Systemdämpfung und -bandbreite) können in realistische Realisierungsbereiche für das System überführt werden, ohne die Zielpositionierung des Fahrzeugs zu gefährden. Die gewählte Systembandbreite entspricht im Wesentlichen der Auslegungsphilosophie einer dreifachen Systembandbreite gegenüber der zu regelnden Fahrzeugdynamik [Föl08]. Eine Angleichung der Systemdynamik zwischen Vorder- und Hinterachse wurde aus Vereinfachungsgründen angestrebt.

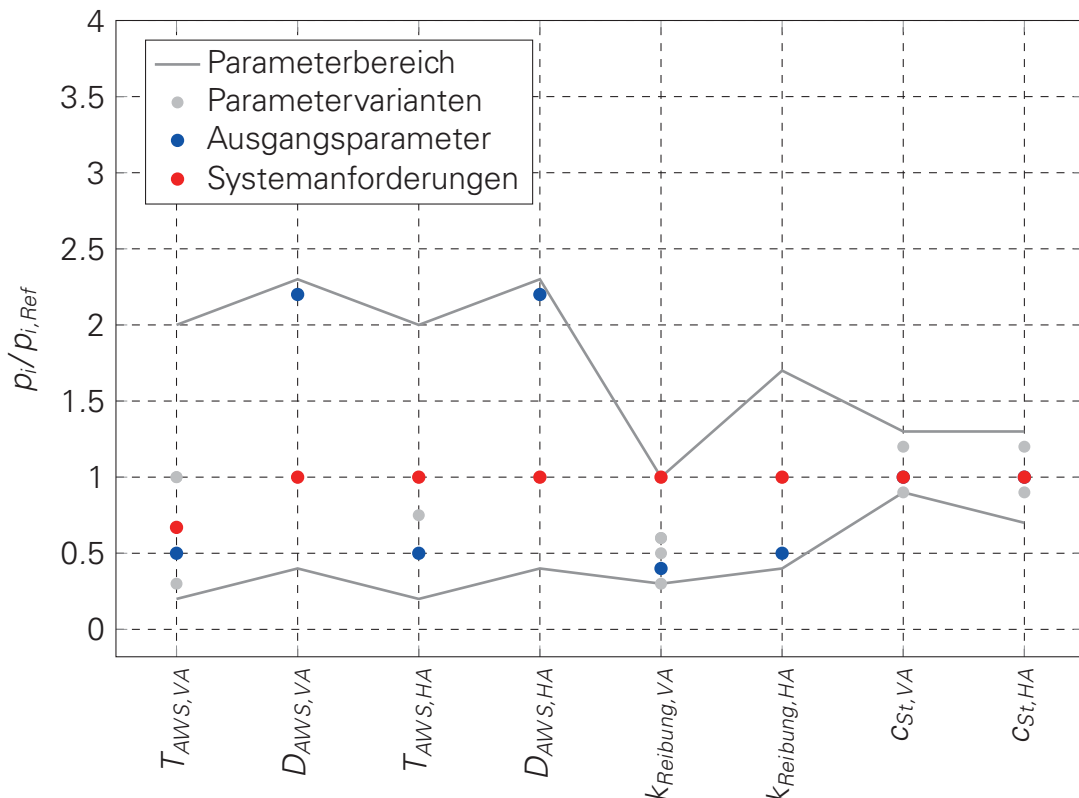


Abbildung 6.17: Übersicht über Systemparameter und deren Parametergrenzen

Der direkte Vergleich des konventionellen Referenzfahrzeugs mit dem aktiven Fahrzeug für die Oberklasse ist in Abbildung 6.22 bei einer Lenkradwinkelrampe zu sehen. Die deutliche Differenzierung bei der Wankbewegung gegenüber der Ausgangsbasis ist sofort ersichtlich. Der Wankwinkel ist über den gesamten Querschleunigungsbereich um etwa 20 % reduziert worden. Ein neutraleres Fahrzeugverhalten unterstreicht den sportlicheren Charakter des aktiven Fahrzeugs in Kombination mit der leicht gesteigerten maximalen Querschleunigung. Entsprechend ist der Lenkradwinkelbedarf über der Querschleunigung durch den Freiheitsgrad der Momentenverteilung zwischen dem System der Vorder- und der Hinterachse reduziert worden.

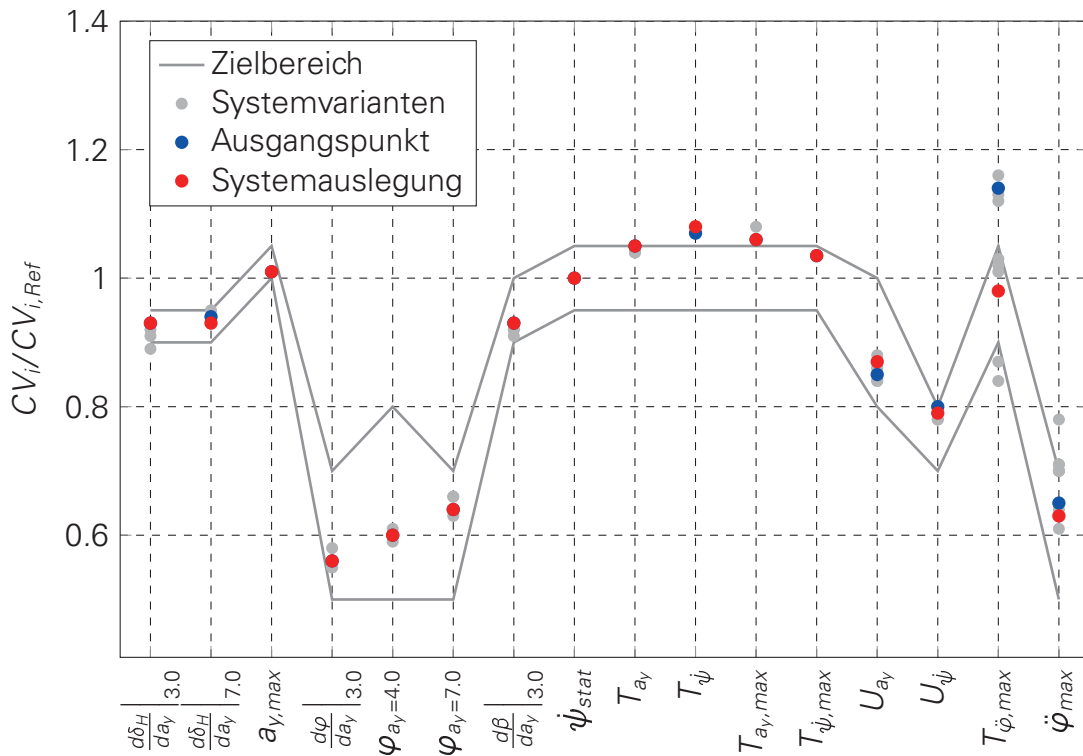


Abbildung 6.18: Ergebnis der Systemauslegung auf Basis objektiver Kennwerte für das Oberklasse-Fahrzeug

Bisher ist nur das Fahrzeug der Oberklasse betrachtet worden. Innerhalb der nächsten Iteration wird eine Eigenschaftsanalyse des Fahrzeugs der Super-Oberklasse unter Berücksichtigung der ermittelten Systemanforderungen durchgeführt. Falls die Ziele für dieses Fahrzeug nicht erreichbar sind, muss eine erneute Auslegungsiteration durchlaufen werden. Das Ergebnis der Lenkradwinkelrampe zur Analyse der stationären Fahrzeugeigenschaften des Super-Oberklasse-Fahrzeugs ist in Abbildung 6.19 zu sehen. Es zeigt sich, dass innerhalb des Lenkradwinkelverlaufs eine identische Steuertendenz zwischen konventionellem und aktivem Fahrzeug gemäß der Zielpositionierung erreicht wird. Die Differenzierung im Wankwinkelverlauf über der Quereschleunigung ist ebenfalls mit den neuen Systemanforderungen umsetzbar. Die gewünschte Linearität im Wankwinkelverlauf für das aktive Fahrzeug konnte erreicht werden.

Das dynamische Fahrzeugverhalten bildet die gewünschte Differenzierung auch während eines Lenkradwinkelsprungs ab. Die Ergebnisse sind in Abbildung 6.20 zu sehen. Die Überschwingweite des Wankwinkels als auch dessen Beschleunigung sind maßgeblich gegenüber dem Referenzfahrzeug reduziert worden. So werden durch die Aufbauanbindung sowohl die Fahrdynamik als auch der Fahrkomfort gesteigert. Die Gierbewegung des Fahrzeugs ist geringfügig gedämpft worden. Unter Einbeziehung der Zielpositionierung des Fahrzeugs (vgl. Abbildung 6.3) ist keine Veränderung des Gier- und des Quereschleunigungsverhaltens gefordert.

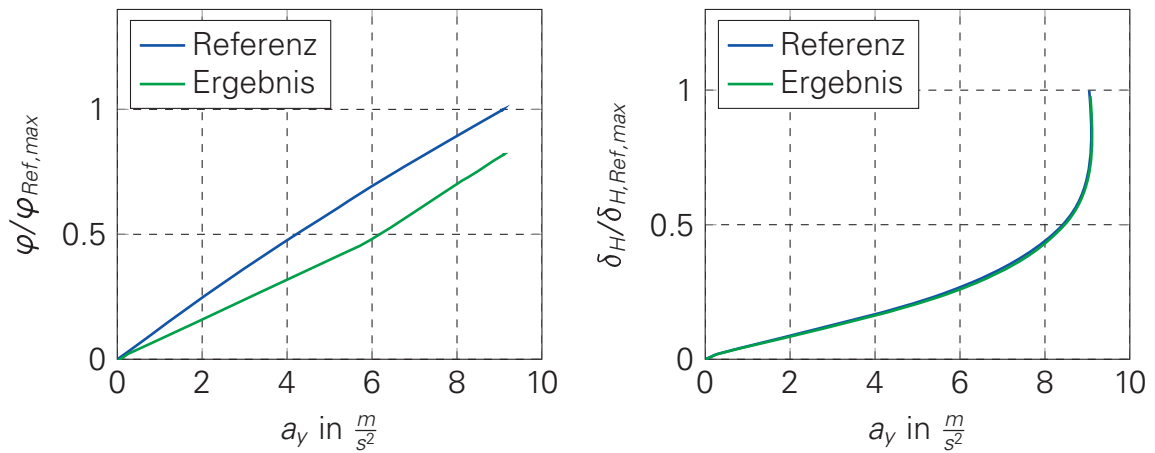


Abbildung 6.19: Ergebnis der Systemanalyse für das Fahrzeug der Super-Oberklasse auf Fahrzeugeigenschaftsebene bei einer Lenkradwinkelrampe bei $v_x = 100 \text{ km/h}$

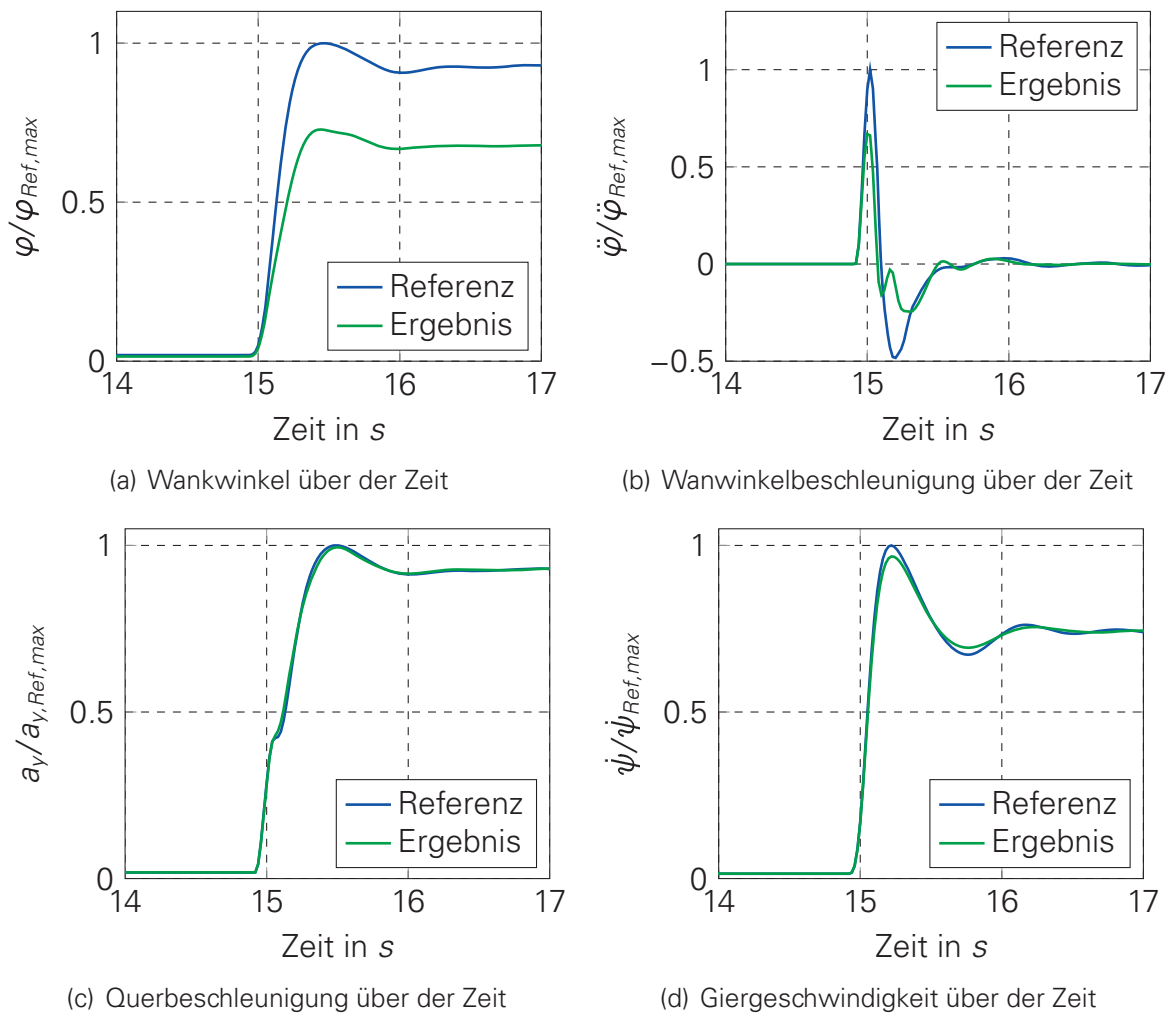


Abbildung 6.20: Ergebnis der Systemanalyse für das Fahrzeug der Super-Oberklasse auf Fahrzeugeigenschaftsebene bei einem Lenkradwinkelsprung bei $v_x = 100 \text{ km/h}$ und $a_{y,Ziel} = 6 \text{ m/s}^2$

Das Gesamtergebnis über alle objektiven Kennwerte ist in Abbildung 6.21 gezeigt. Die Absprungbasis stellt dabei die Funktionsauslegung mit den idealisierten Systemrandbedingungen dar. Die meisten Zielbereiche können bei der Übernahme der Systemanforderungen des Oberklasse-Fahrzeugs erreicht werden. Ein Defizit zeigt sich lediglich im Zeitaufwand bis zur Erreichung des maximalen Wankwinkels. Die Systemdynamik ist bei der erhöhten Fahrzeugmasse und den höheren notwendigen Systemmomenten nicht schnell genug. Dieses Systemdefizit kann akzeptiert werden, da im gleichen Zug die maximale Wankwinkelbeschleunigung und somit die -geschwindigkeit reduziert werden können. Dies ist für ein Fahrzeug in diesem Segment vorteilhaft und unterstreicht den komfortablen Charakter des Fahrzeugs.

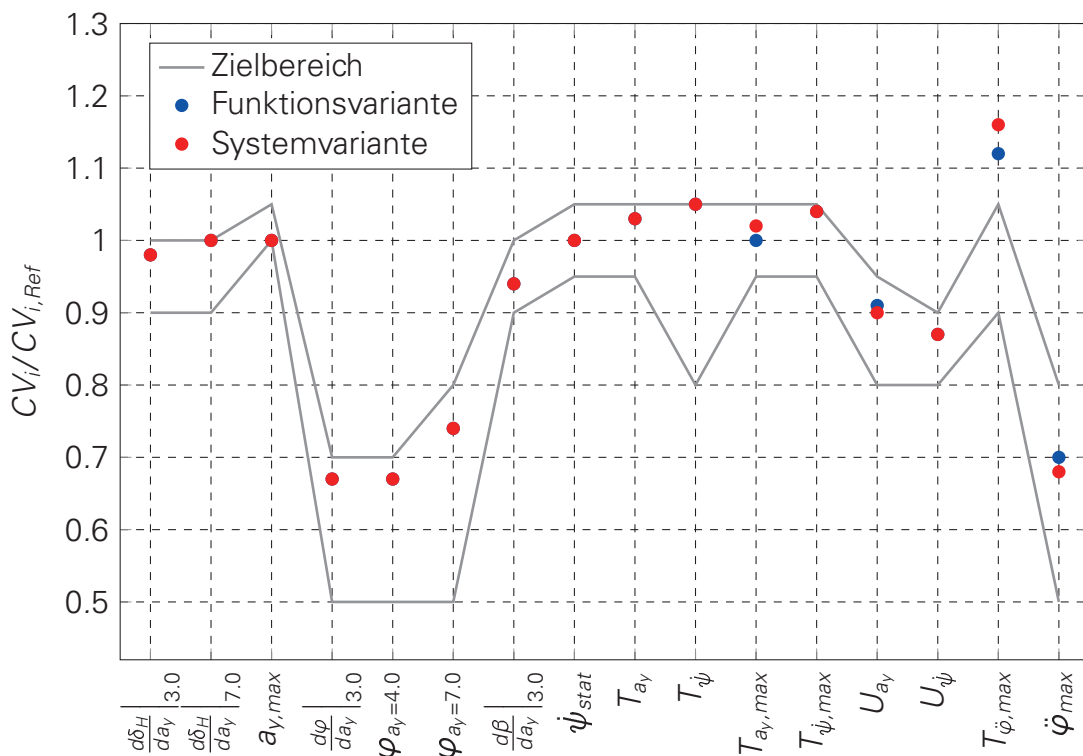
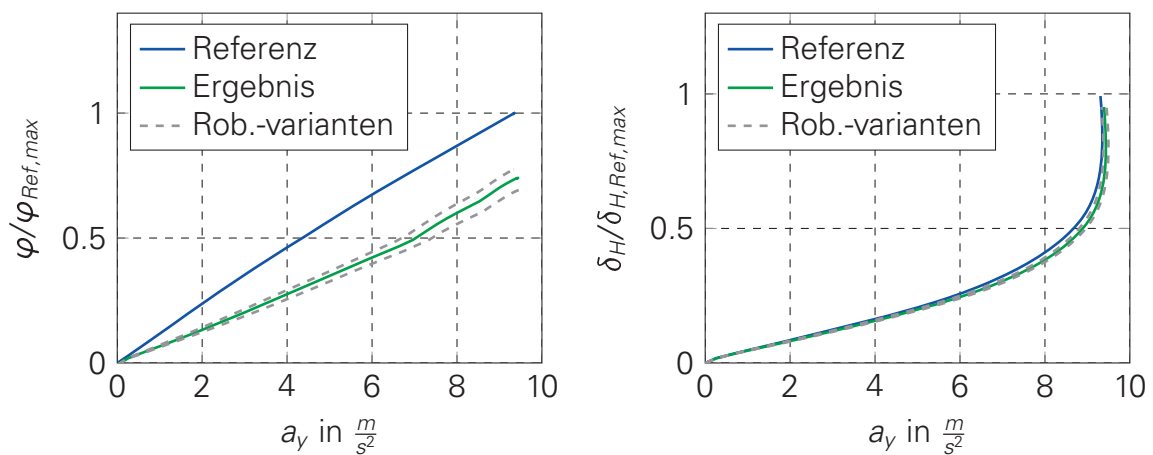


Abbildung 6.21: Ergebnis der Systemauslegung auf Basis objektiver Kennwerte für das Super-Oberklasse-Fahrzeug

ANALYSE DER ROBUSTHEIT DER FAHRZEUGEIGENSCHAFTEN

Das Auslegungsergebnis ist um eine Robustheitsuntersuchung ergänzt worden, da durch die effizienten dynamischen Funktionsmodelle die Simulationsleistung erheblich gesteigert werden konnte. Innerhalb des Entwicklungsprozesses wird zu Beginn die Fahrzeugmasse abgeschätzt bzw. aus vergleichbaren Fahrzeugprojekten abgeleitet und im Laufe des Entwicklungsprozesses weiter konkretisiert, da zu Beginn noch nicht alle Bauteil- oder Systemgewichte bekannt sind. Unter Berücksichtigung dieses Aspektes ist das Fahrzeuggewicht als Unsicherheit mit in den Auslegungsprozess eingeflossen und mittels eines statistischen Versuchsplanes analysiert worden. Es wird von einer Parameterunsicherheit von 5 % ausgegangen, die bei dieser Fahrzeugklasse ca. 100 kg Deltagewicht ausmacht. Die grauen Verläufe in Abbildung 6.22 stellen die maximalen

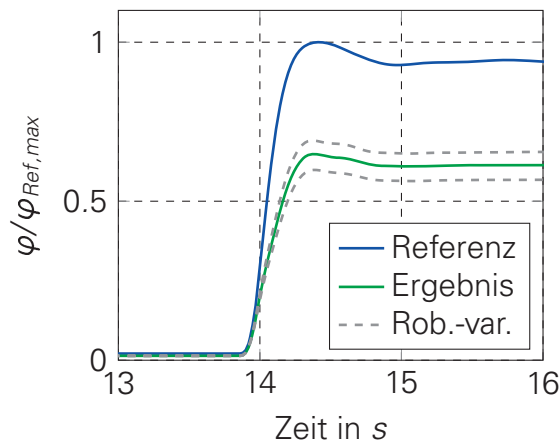
Gewichtsdeltas sowohl in positiver als auch negativer Richtung dar. Es zeigt sich, dass bei gleicher Achslastverteilung kaum Unterschiede innerhalb des Lenkradwinkelverlaufs über der Querbeschleunigung vorhanden sind. Hinsichtlich des Wankverhaltens ist erkennbar, dass bei gleichem Fahrzeugapplikationsstand die Funktion aktive Wankstabilisierung als Steuerung nicht auf das Mehrgewicht reagiert. Somit wird sich der Wankwinkel in Abhängigkeit des Mehrgewichts wie auch der Applikation einstellen. Eine Funktionsergänzung um einen Beladungsbeobachter oder um gewichtsabhängige Funktionsapplikationsstände könnte eine Verbesserung liefern, steigert jedoch auch die Funktionskomplexität wie auch den Applikationsaufwand in Form von zusätzlichen Applikationsvarianten.



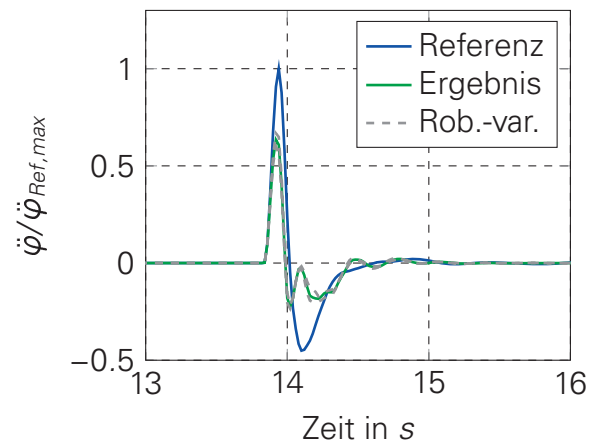
(a) Wankwinkelverlauf über Querbeschleunigung (b) Lenkradwinkel über Querbeschleunigung

Abbildung 6.22: Ergebnis der Systemanalyse für das Fahrzeug der Oberklasse auf Fahrzeugebene bei einer Lenkradwinkelrampe bei $v_x = 100 \text{ km/h}$

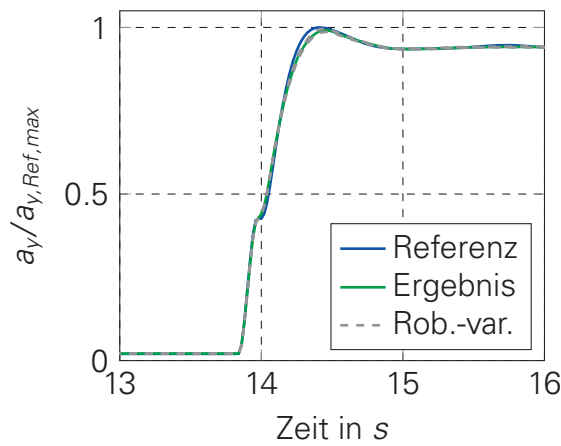
Das Auslegungsergebnis für den Lenkradwinkelsprung ist in Abbildung 6.23 dargestellt. Das positive Ergebnis aus dem stationären Fahrmanöver kann an dieser Stelle fortgesetzt werden. Der Wankwinkelverlauf des aktiven Fahrzeugs lässt sich auch bei dynamischen Fahrmanövern reduzieren. Insbesondere ist der Wankwinkelverlauf deutlich gedämpfter als beim konventionellen Referenzfahrzeug bei schnellerer Erreichung des maximalen Wankwinkels. Die Wankwinkelbeschleunigung kann mittels der Funktion aktive Wankstabilisierung deutlich reduziert werden. Auch innerhalb dieses Verlaufes wird das gedämpftere Wankverhalten deutlich. Die Überschwingweite der Querbeschleunigung und der Giergeschwindigkeit ist reduziert worden, ohne den dynamischen Zeitaufbau deutlich zu erhöhen. Somit ist ein leichteres und vorhersehbares Fahrzeugverhalten für das aktive Fahrzeug geschaffen worden. Weitere Differenzierungsmerkmale anhand der objektiven Kennwerte können Abbildung 6.18 entnommen werden. Die Robustheitsuntersuchungen hinsichtlich des Fahrzeuggewichtes sind auch im dynamischen Bereich durchgeführt worden. Der dynamische Wankwinkel und die Überschwingweite können nicht von der Funktion bzw. den Systemanforderungen beeinflusst werden. Es ergeben sich geringfügige Abweichungen im Vergleich zum Auslegungsstand.



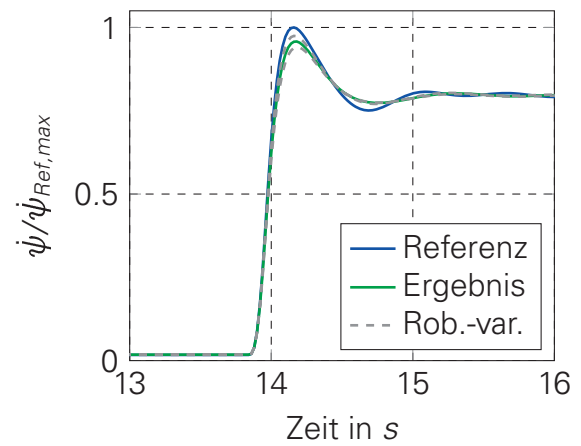
(a) Wankwinkel über der Zeit



(b) Wankwinkelbeschleunigung über der Zeit



(c) Querbeschleunigung über der Zeit



(d) Giergeschwindigkeit über der Zeit

Abbildung 6.23: Ergebnis der Systemanalyse für das Fahrzeug der Oberklasse auf Fahrzeugebene bei einem Lenkradwinkelsprung bei $v_x = 100 \text{ km/h}$ und $a_{y,Ziel} = 6 \text{ m/s}^2$

Die ganzheitliche Robustheitsanalyse über 30 Stichproben ist anhand der objektiven Kennwerte in Form eines Boxplots aufbereitet worden. Das Ergebnis findet sich in Abbildung 6.24. Insgesamt ist die Robustheit der Funktionsauslegung und der Systemanforderungen gegeben, da 75 % der Stichproben zu Abweichungen unterhalb von 5 % über alle Kennwerte führen. Einzige Ausnahme ist die zeitliche Erreichung des maximalen Wankwinkels $T_{\dot{\varphi},max}$, da es hier Gewichtskonfigurationen geben kann, die zu einer Verbesserung des Kennwertes führen, ohne die maximale Wankwinkelbeschleunigung zu verschlechtern. Da es sich um eine Verbesserung des Fahrzeugverhaltens handelt, wird dieser Effekt akzeptiert.

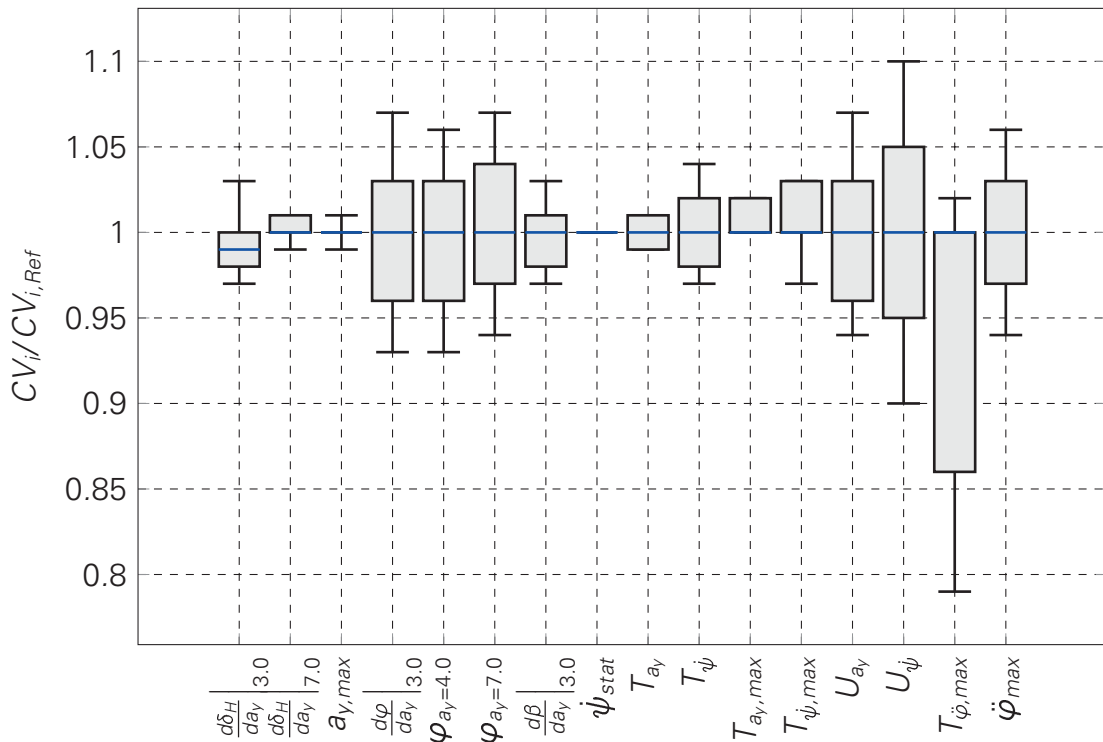


Abbildung 6.24: Ergebnis der Robustheitsanalyse für das Fahrzeug der Oberklasse

Insgesamt ist mithilfe der Funktion aktive Wankstabilisierung für das Fahrzeug der Oberklasse ein Erreichen der Ziele möglich. Die gewünschte Differenzierung zwischen konventionellem und aktivem Fahrzeug kann unter Berücksichtigung der Funktionsapplikation wie auch der Systemanforderungen erreicht werden. Das Auslegungsergebnis ist hinsichtlich seiner Robustheit auf Unsicherheiten der Fahrzeugmasse analysiert worden, und die Systemanforderungen können bestätigt werden.

Für das Super-Oberklasse-Fahrzeug ist ebenfalls die Robustheitsuntersuchung mit einer Unsicherheit von 5 % des Fahrzeuggewichts durchgeführt worden. Das Ergebnis der 30 Stichproben ist in Abbildung 6.25 dargestellt. Analog dem Bild beim Oberklasse-Fahrzeug ist auch die Robustheit für dieses Fahrzeug gegeben. Insgesamt scheint jedoch eine Sättigung bei dem höheren Fahrzeuggewicht vorhanden zu sein, da die Einflüsse teilweise geringer sind. Der Zeitbedarf zur Erreichung des maximalen Wankwinkels $T_{\dot{\varphi},max}$ scheint bis auf einen Ausreißer kaum verändert zu sein. Dies kann unter Umständen auf die Erstellung des Versuchsplanes oder das generell höhere Kennwertniveau innerhalb des Super-Oberklasse-Fahrzeugs zurückzuführen sein.

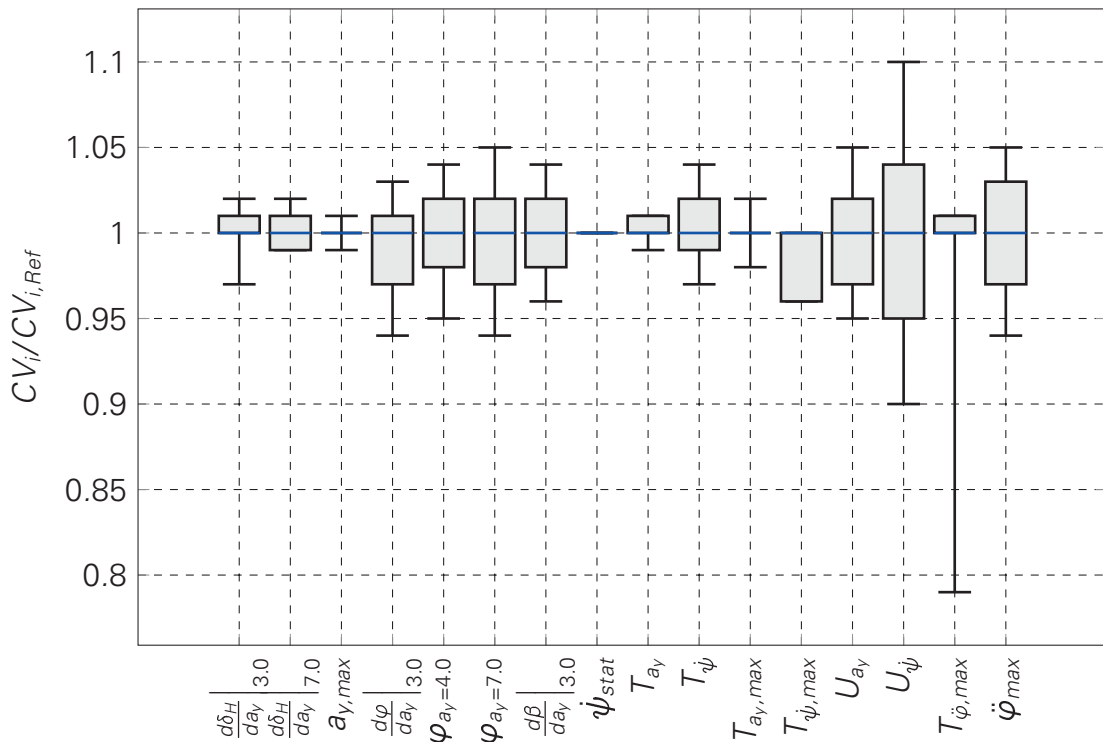


Abbildung 6.25: Ergebnis der Robustheitsanalyse für das Fahrzeug der Super-Oberklasse

6.3 ZUSAMMENFASSUNG

Innerhalb des Anwendungsbeispiels zeigen sich die Vorteile einer funktionsorientierten Entwicklungsmethodik für die Fahrwerkregelsysteme. Eine zielgerichtete Entwicklung von Fahrzeugeigenschaften (Anforderungen) über die Funktionsauswahl bis hin zur Definition von lösungsneutralen Systemeigenschaften für das Lastenheft ist möglich. Dieses Vorgehen wird durch die funktionale Grundausslegung unterstützt. Mithilfe des Wissensmanagementsystems war es frühzeitig möglich, eine Vorentscheidung zwischen konventioneller oder aktiver Realisierung zur Erfüllung der Zielpositionierung zu treffen. Weiterhin können wertvolle Informationen über die Wirkzusammenhänge zur Herleitung von Applikationsvarianten genutzt werden.

Die Auslegung der stationären Funktionseigenschaften ermöglicht ein sehr schnelles und iteratives Vorgehen zur Bewertung der Funktionseigenschaften. Innerhalb des Anwendungsbeispiels kann sehr schnell festgestellt werden, dass die lösungsneutralen Funktionseigenschaften bzw. Systemanforderungen beider Fahrzeuge unter Berücksichtigung der jeweiligen Zielpositionierung vereinbar sind. So ist eine Abschätzung in der Entwicklungszeit mit vielen Fahrzeugparameterwechseln möglich.

Die Modelle zur Bestimmung der dynamischen Funktionseigenschaften sind valide bei einer verkürzten Simulationszeit. Mithilfe dieser Modelle ist eine schnelle, ganzheitliche Betrachtung von Fahrzeugarchitekturen, wie in diesem Anwendungsbeispiel anhand von zwei Fahrzeugen auf einer Architektur illustriert, möglich. Die dynamischen Funktionseigenschaften bzw. Systemanforderungen können für das Lastenheft ermittelt und die

stationären Eigenschaften bestätigt werden. Aufgrund der sehr schnellen Rechenzeit sind weitere Analysen wie Robustheitsuntersuchungen möglich geworden.

Abschließend lässt sich zusammenfassen, dass ein Baukastensystem gefunden werden konnte. Die Systemanforderungen erfüllen in beiden Fahrzeugprojekten bei gleicher Systemtopologie die Zieleigenschaften. Hierbei kommen im Hinblick auf die Fahrdynamik generierte Systemanforderungen des Oberklasse-Fahrzeugs dem Fahrzeug der Super-Oberklasse zugute. Im Fahrzeug der Super-Oberklasse können die wesentlichen Ziele trotz höherer Systemmomentanforderungen bei gleicher Querschleunigung und dementsprechend reduzierter Systembandbreite erreicht werden. Die Robustheitsanforderungen werden durch die Funktionsapplikation und auch die Systemdefinition bei beiden Fahrzeugen eingehalten.

7 ZUSAMMENFASSUNG UND AUSBLICK

Das Hauptziel der Arbeit war die Entwicklung einer funktionalen Grundausslegung für Fahrwerkregelsysteme in der frühen Entwicklungsphase und die damit verbundene Systematisierung des linken Astes des V-Modells. Die Analyse der etablierten Entwicklungsmethodik im Automobilbau zeigte Defizite bei der effizienten Entwicklung von Fahrwerkregelsystemen. Eine Analogiebetrachtung zu einer bestehenden Strukturierung von softwaregeprägten Funktionsumfängen konnte auf die Fahrwerkregelsystementwicklung übertragen werden. Die Strukturierung des Entwicklungsprozesses in Anforderungs-, Funktions-, Logik- und physikalisch-technische Ebenen ermöglichte eine zielgerichtete Auslegung der Fahrwerkregelsysteme. Hierzu wurde die Entwicklungsmethodik um die neue Struktur und die Prozesse Funktionsentwurf und -applikation ergänzt. Die funktionale Grundausslegung wurde zur Systematisierung der Konzeptentwicklung für Fahrwerkregelsysteme entworfen. Das Konzept umfasste eine qualitative wie auch eine quantitative Bewertungsmöglichkeit von Fahrzeugregelungsfunktionen und Fahrwerkregelsystemen je nach Zeitpunkt im Entwicklungsprozess. Begonnen wurde mit einer qualitativen Bewertungsmöglichkeit in Form eines Wissensmanagementsystems, da in der frühen Entwicklungsphase eine Vielzahl an Fahrzeugeigenschaften festgelegt werden. Der Übergang zur quantitativen Bewertung erfolgte unter Berücksichtigung einer steigenden Modellierungsgüte entlang des Entwicklungsprozesses, da zu Entwicklungsbeginn mit hohen Parameterveränderlichkeiten gerechnet werden muss und die Auslegungsgeschwindigkeit im Fokus steht. Dieser Aspekt wurde in der Auslegung der stationären Funktionseigenschaften berücksichtigt. Mit fortschreitender Entwicklungszeit wird die Aussagegüte immer wichtiger, und die neue Modellklasse der dynamischen Funktionsmodelle kann erfolgreich eingeführt werden. Mithilfe dieser Modellklasse und der Methoden zur Gesamtfahrzeugausslegung konnten die Systemanforderungen für ein Lastenheft ermittelt werden. Schließlich wurde die neue Modellklasse in den funktionsorientierten Entwicklungsprozess integriert.

Das Wissen für die qualitative Bewertungsmöglichkeit in Form eines Wissensmanagementsystems konnte durch die Definition des Rahmenwerkes zur Strukturierung und Bewertung der Wirkzusammenhänge aufbereitet werden. Die funktionsorientierte Entwicklungsmethodik ermöglicht die Etablierung von zwei Sichten: der Konzipierungs- und der Systemsicht. Die Konzipierungssicht umfasst die Ermittlung der notwendigen Fahrzeugregelungsfunktionen anhand der zu beeinflussenden Fahrzeugeigenschaften. Weiterhin konnte in Kombination mit [Mäd12] ein Werkzeug entwickelt werden, das

eine frühzeitige Entscheidung zwischen konventioneller mechanischer oder aktiver Realisierung ermöglicht. Die Systemsicht verschafft den Systemingenieuren Transparenz bezüglich der Vernetzung der Systeme untereinander wie auch der Funktionen bis hin zu den Fahrzeugeigenschaften. So war es möglich, die Wirkkette von Systemparametern zu Fahrzeugeigenschaften zu entwickeln. Das Rahmenwerk wie auch das Sichtenkonzept mit Funktions- und Systemwirkkette konnten erfolgreich auf die drei Funktionen adaptive Niveauregulierung, aktive Wankstabilisierung und adaptive Aufbaubedämpfung angewandt werden.

Die Methodik zur Entwicklung einer stationären Funktionsauslegung und der nutzbaren Analysen konnte ebenfalls eingeführt werden. Das Konzept umfasst die Zieleigenschaft wie auch die Grundausslegung. Innerhalb der Zieleigenschaft werden Fahrzeugeigenschaften und Funktionsparameter zur Beeinflussung des Fahrzeugverhaltens über einfache Parametermodelle abgebildet. Die Grundausslegung umfasste sowohl einfache Funktions- als auch Fahrzeugmodelle, die eine Bewertung auf Funktions- und Fahrzeugeigenschaftsebene ermöglichen. Im Fokus stand die schnelle Bewertungsmöglichkeit. Hierzu wurden bis zu einem gewissen Grad auch Modellungenauigkeiten auf Fahrzeugeigenschaftsebene akzeptiert. Auch die generische Methodik konnte erfolgreich auf die drei oben genannten Funktionen angewandt werden.

Die Entwicklung der Modellierung der dynamischen Funktionseigenschaften begann ebenfalls mit der Einführung einer generischen Methodik. Das Konzept besitzt eine modulare Struktur und wurde in Funktions- und Systemebene gegliedert, um eine Modelldurchgängigkeit im Entwicklungsprozess zu gewährleisten. Das Wissensmanagementsystem konnte innerhalb der Modellierung der dynamischen Funktionseigenschaften genutzt werden. Generell verfolgen die dynamischen Funktionsmodelle das Ziel einer Ableitung von zu modellierenden Systemeigenschaften gemäß der Fahrzeugeigenschaftsebene. Die Systemeigenschaften waren auf einer lösungsneutralen Ebene in Form von Funktionseigenschaften abzubilden, da die Realisierungsmöglichkeit nicht einschränkend sein sollte und erst im nächsten Schritt auf Basis der Systemanforderungen abgeleitet werden können. Die dynamischen Funktionsmodelle konnten wiederum mit Erfolg für die bekannten Funktionen entwickelt werden. Somit war es möglich, die generische Methodik zu bestätigen.

Das Anwendungsbeispiel stellte die erste Anwendung der funktionsorientierten Entwicklungsmethodik und insbesondere der funktionalen Grundausslegung dar. Das Ziel des Anwendungsbeispiels war die Bestimmung der notwendigen Systemanforderungen an die Funktion aktive Wankstabilisierung zur Einhaltung der spezifischen Fahrzeugprojektziele. Die Frage, ob in beiden Fahrzeugprojekten die gleichen Systemspezifikationen genutzt werden können, sollte beantwortet werden. Zu Beginn wurde das Wissensmanagementsystem genutzt, um eine Entscheidung über eine konventionelle oder eine aktive Realisierung zur Erreichung der jeweiligen Zielpositionierung zu treffen. Nach Abwägung der jeweiligen Vor- und Nachteile wurde die aktive Realisierung beschlossen. Anschließend wurden die stationären Funktionseigenschaften unter Berücksichtigung der Fahrzeugzieleigenschaften ausgelegt. Es konnten sehr schnell Funktionsvarianten durchgespielt und die resultierenden Systemanforderungen hinsichtlich des maximalen Moments ermittelt werden. Dies ermöglichte eine erste Gegenüberstellung der Fahrzeugprojekte und die Erkenntnis, dass beide Fahrzeuge in etwa das gleiche Systemmoment erfordern. Somit konnte die Funktionsapplikation aus der stationären

Betrachtung in das dynamische Funktionsmodell übertragen werden. Die Funktionsapplikation für die dynamischen Fahrmanöver fand zunächst unter Annahme idealisierter Systemanforderungen statt. Unter Anwendung von Sensitivitätsanalysen konnten die dynamischen Systemanforderungen bestimmt werden. Die neue Funktionsklasse ermöglichte erstmalig Robustheitsanalysen. So konnte die Fahrzeugmasse als Parameter mit Unsicherheit mittels eines statistischen Versuchsplanes variiert und die Auswirkung auf Fahrzeugebene verdeutlicht werden. Die dynamischen Systemanforderungen konnten im zweiten Fahrzeugprojekt bestätigt werden. Somit war der Einsatz eines Systems in beiden Fahrzeugen zielführend. Die Zielpositionierung konnte erreicht werden und ein Baukastensystem zum Einsatz kommen.

Der Ausblick geht auf die Anwendung der funktionalen Grundauslegung auf weitere Regelungsfunktionen und -systeme. Zum Einen ist das Wissensmanagementsystem um weitere Funktionen und Systeme zu ergänzen, so dass ein ganzheitlicher Entwurf über alle Funktionen möglich ist. Zum Anderen sind die Methoden der stationären Funktionsauslegung wie auch der dynamischen Funktionsmodelle auf die weiteren Funktionen und Systeme zu übertragen. Sollten sich bei der Übertragung noch Optimierungspotenziale in den generischen Methoden zeigen, so sollten die Veränderungen zurückgespiegelt werden. Ein weiterer Aspekt ist die Übertragung des funktionsorientierten Entwurfsprozesses auf die Fahrerassistenzsysteme. Dieser Prozess hat bereits teilweise stattgefunden [BFG⁺08], [VHW09], [MW13], sollte jedoch ausgeweitet werden, da die Komplexität und die Vernetzung von Funktionen immer dominanter werden. Das Ziel sollte ein ganzheitliches Funktionsnetz aus Fahrzeugregelungs- und Fahrerassistenzfunktionen sein, da so die Gesamtvernetzung transparent wird und analysiert werden kann.

Ein weiterer offener Punkt der Arbeit ist die Automatisierung der vorgestellten Methoden innerhalb der stationären Funktionsauslegung wie auch der dynamischen Funktionsmodellierung. Modellvereinfachungen und Modellierungsanalysen in der stationären Funktionsauslegung können teilweise automatisiert werden. Somit kann die Übertragbarkeit auf weitere Systeme effizienter gestaltet werden. Die Identifikation der notwendigen Reglerfunktionen und die Funktionsvereinfachungen können durch den Einsatz von Algorithmen vereinfacht werden. Der Abgleich zur Fahrzeugebene sollte jedoch erhalten bleiben, da sonst das Risiko falscher Modellableitungen steigt.

Bisher wurde die Robustheit erst im Nachgang zur Auslegung bewertet. Zielführend kann die Berücksichtigung von Robustheitsanforderungen innerhalb der Auslegung sein. [ERM⁺14], [ZH12], [GHZ12] stellen hierzu die Methode der Lösungsräume vor. Das Ziel ist die Bestimmung eines multidimensionalen Parameterraumes, der eine Entkopplung der Auslegungsparameter ohne Beeinflussung der Fahrzeugzeileigenschaften ermöglicht. [ERM⁺14] setzt dieses Verfahren zur Entwicklung eines Baukastens für konventionelle mechanische Bauteile ein. Eine Übertragbarkeit auf die Fahrwerkregelssysteme sollte überprüft werden.

In der Zukunft sollte bei vorliegenden Funktionen und notwendigen Modellen die intelligente Interaktion aller Bestandteile der funktionalen Grundauslegung analog den KBE-Ansätzen [Lee04], [Mil08] das Ziel sein. Eine Unterstützung durch definierte Templates wie in [Kön12] kann dabei hilfreich sein. Das strukturierte Wissen sollte in den automatisierten Auslegungsprozess interaktiv integriert sein und zur Auslegung herangezogen werden. Ebenso sollten neue simulative Erkenntnisse automatisch in das

Wissensmanagementsystem zurückfließen. Insgesamt kann die Kopplung zwischen der qualitativen und der quantitativen Methoden zu einer effizienten Entwicklung innerhalb der Konzeptentwicklungsphase beitragen. Ausgangspunkt sollte das Wissensmanagementsystem sein, damit von dort aus anwendungsspezifische Simulationen in den unterschiedlichen Simulationsumgebungen (Zweispurmodell, Mehrkörpermodelle) gestartet werden können.

8 LITERATURVERZEICHNIS

- [Ada14] ADAMSKI, D.: *Simulation in der Fahrwerktechnik*. Springer Fachmedien, Wiesbaden, 2014.
- [Aja14] AJALA, O.: *Modeling, Control Design and Experimental Realization of an Electrohydraulic Active Suspension System*. Diss., Brandenburgische Technische Universität, 2014.
- [Alt08] ALTHOFF, T.: *Konzept, Auslegung und Regelung eines semiaktiven Gasfederdämpfers*. Diss., Technische Universität Braunschweig, 2008.
- [Amm97] AMMON, D.: *Modellbildung und Systementwicklung in der Fahrzeugdynamik*. B. G. Teubner, Stuttgart, 1997.
- [Bae05] BAEHR, H.: *Thermodynamik*. Springer-Verlag, Berlin/Heidelberg, 2005.
- [BD95] BRÖHL, A. ; DRÖSCHEL, W.: *Das V-Modell - Der Standard für die Softwareentwicklung*. Oldenbourg Verlag, München, 1995.
- [Bei99] BEIKER, S.: *Verbesserungsmöglichkeiten des Fahrverhaltens von Pkw durch zusammenwirkende Regelsysteme*. Diss., Technische Universität Braunschweig, 1999.
- [Ben05] BENDER, K.: *Embedded Systems - qualitätsorientierte Entwicklung*. Springer-Verlag, Berlin/Heidelberg, 2005.
- [BFG⁺08] BROY, M. ; FEILKAS, M. ; GRÜNBAUER, J. ; GRULER, A. ; et al.: *Umfassendes Architekturmodell für das Engineering eingebetteter Software-intensiver Systeme*. Forschungsbericht, Technische Universität München, 2008.
- [BGIS02] BERMELL-GARCÍA, P. ; IP-SHING, F.: A KBE System for the Design of Wind Tunnel Models using reusable Knowledge Components. In: *VI Congreso Internacional de Ingeniería de Proyectos*. Barcelona, 2002, S. 594–604.
- [Böh88] BÖHM, B.: *Spiral Model of Software-Engineering - Vorgehen, Methoden, Werkzeuge*. Carl Hanser Verlag, München/Wien, 1988.
- [Bot08] BOTEV, S.: *Digitale Gesamtfahrzeugabstimmung für Ride und Handling*. Diss., Technische Universität Berlin, 2008.

- [BOT⁺10] BUMA, S. ; OOKUMA, Y. ; TANEDA, A. ; et al.: Design and development of electric active stabilizer suspension system. In: *Journal of System Design and Dynamics* 4 (2010), S. 61–76.
- [Bra13] BRAUN, A.: *Modellbasierte Unterstützung der Produktentwicklung - Potentiale der Modellierung von Produktentstehungsprozessen am Beispiel des integrierten Produktentstehungsmodells (iPeM)*. Diss., Karlsruher Institut für Technologie, 2013.
- [Bro98] BROWNING, T.: *Modeling and Analyzing Cost, Schedule, and Performance in Complex System Product Development*. Diss., Massachusetts Institute of Technology, 1998.
- [BSE⁺09] BERKAN, D. ; STRUCKMANN, C. ; ERTLMAIER, S. ; et al.: Virtual Design Process for Advanced Chassis Engineering. In: *ATZautotechnology* 9 (2009), S. 18–21.
- [CK97] CAUSEMANN, P. ; KUTSCHEM, T.: CDC (Continuous Damping Control) Ausführungen mit integriertem oder extern ausgeführtem Proportional-Dämpfer-Ventil - Eine Bewertung zweier unterschiedlicher Konzepte. In: *Reifen - Fahrwerk - Fahrbahn (VDI Berichte 1350)* (1997), S. 135–153.
- [CLL⁺07] CHO, B. ; LEE, D. ; LEE, D. ; et al.: Design of a current driver controller for MR CDC dampers. In: *Control, Automation and Systems (ICCAS), International Conference on*. Seoul, 2007, S. 283–286.
- [Die09] DIEHL, H.: *Systemorientierte Visualisierung disziplinübergreifender Entwicklungsabhängigkeiten mechatronischer Automobilsysteme*. Diss., Technische Universität München, 2009.
- [DIN12] *Internationales Elektrotechnisches Wörterbuch - Teil 351: Leittechnik (IEC 60050-351:2006)*. Beuth Verlag, Berlin, 2012.
- [DR98] DUYM, S. ; REYBROUCK, K.: Physical Characterization of Nonlinear Shock Absorber Dynamics. In: *European Journal of Mechanical Engineering* 43, 4 (1998), S. 181–188.
- [DSB⁺97] DUYM, S. ; STIENS, R. ; BARON, G. ; et al.: Physical Modeling of the Hysteretic Behaviour of Automotive Shock Absorbers. In: *SAE Technical Paper 970101* (1997), S. 125–137.
- [DSH⁺06] DIEBOLD, L. ; SCHINDLER, W. ; HAUG, J. ; DAESCH, C. ; LAHTI, M.: Einspurmodell für die Fahrdynamiksimulation und -analyse. In: *Automobiltechnische Zeitschrift* 11 (2006), S. 962–967.
- [DSR96] DUYM, S. ; STIENS, R. ; REYBROUCK, K.: Fast Parametric and Nonparametric Identification of Shock Absorbers. In: *ISMA21 - Noise and Vibration Engineering*. Leuven, 1996, S. 1157–1169.
- [Du05] DU, Y.: *Zur Optimierung des dynamischen Verhaltens von Gesamtfahrzeugen mit mechatronischen Komponenten*. Diss., Technische Universität Chemnitz, 2005.
- [Duy97] DUYM, S.: Evaluation of Shock Absorber Models. In: *Vehicle System Dynamics* 27, 2 (1997), S. 109–127.

- [Duy00] DUYM, S.: Simulation Tools, Modelling and Identification, for an Automotive Shock Absorber in the Context of Vehicle Dynamics. In: *Vehicle System Dynamics* 33, 4 (2000), S. 261–285.
- [Ehr95] EHRENSPIEL, K.: *Integrierte Produktentwicklung*. Carl Hanser Verlag, München/Wien, 1995.
- [Eig10] EIGEL, T.: *Integrierte Längs- und Querverführung von Personenkraftwagen mittels Sliding-Mode-Regelung*. Diss., Technische Universität Braunschweig, 2010.
- [ERM⁺14] EICHSTETTER, M. ; REDEKER, C. ; MÜLLER, S. ; et al.: Solution spaces for damper design in vehicle dynamics. In: *chassis.tech plus 2014. 5th International Munich Chassis Symposium*. München, 2014., S. 107–132.
- [ERZ14] EIGNER, M. ; ROUBANOV, D. ; ZAFIROV, R.: *Modellbasierte Virtuelle Produktentwicklung*. Springer-Verlag, Berlin/Heidelberg, 2014.
- [Far01] FARIN, G.: *Curves and Surfaces for CAGD*. Academic Press, San Diego, CA, 2001.
- [Föl08] FÖLLINGER, O.: *Regelungstechnik*. Hüthig-Verlag, Heidelberg, 2008.
- [Frö08] FRÖHLICH, M.: *Ein robuster Zustandsbeobachter für ein semiaktives Fahrwerkregelsystem*. Diss., Technische Universität München, 2008.
- [FVB02] FAHRNI, F. ; VÖLKER, R. ; BODMER, C.: *Erfolgreiches Benchmarking in Forschung und Entwicklung, Beschaffung und Logistik*. Hanser, München, 2002.
- [Gaj83] GAJESKI, D.: *Construction of a large scale multiprocessor*. Forschungsbericht, University of Illinois, Urbana-Champaign, IL, 1983.
- [Gaj96] GAJSKI, D.: *Principles of Digital Design*. Prentice-Hall, Upper Saddle River, NJ, 1996.
- [Geb10] GEBHARDT, N.: *Fluidtechnik in Kraftfahrzeugen*. Springer-Verlag, Berlin/Heidelberg, 2010.
- [GHP⁺06] GOBBI, M. ; HAQUE, I. ; PAPALAMBROS, P. ; et al.: A Critical Review of Optimization Methods for Road Vehicles Design. In: *11th AIAA/ISSMO Multidisciplinary Analysis and Optimization Conference*. Portsmouth, VA, 2006, S. 1022–1035.
- [GHZ12] GRAFF, L. ; HARBRECHT, H. ; ZIMMERMANN, M.: On the computation of solution spaces in high dimensions. In: *Preprint SPP1253-138, DFG Priority Program 1253* (2012), S. 1–33.
- [GKV⁺08] GRUPP, M. ; KRENN, M. ; VIELER, H. ; et al.: Integrated Chassis Management and Dynamic Driving Control - Integrated Driving Dynamics Control. In: *Automobiltechnische Zeitschrift* (2008), S. 108–112.
- [GMD99] GOBBI, M. ; MASTINU, G. ; DONISELLI, C.: Optimising a Car Chassis. In: *Vehicle System Dynamics* 32 (1999), S. 149–170.

- [Göh14] GÖHRLE, C.: *Methoden und Implementierung einer vorausschauenden Fahrwerksregelung für aktive und semi-aktive Federungssysteme*. Diss., Universität Stuttgart, 2014.
- [Han10] HANDL, A.: *Multivariate Analysemethoden*. Springer-Verlag, Berlin/Heidelberg, 2010.
- [Har10] HARCHENKO, J.: *Mechatronischer Entwurf eines neuartigen aktiven Fahrzeugfederung für PKW unter Verwendung einer reversierbaren Flügelpumpen*. Diss., Universität Paderborn, 2010.
- [HB02] HEISSING, B. ; BRANDL, H.: *Subjektive Beurteilung des Fahrverhaltens*. Vogel-Buchverlag, Würzburg, 2002.
- [HEG11] HEISSING, B. ; ERSOY, M. ; GIES, S.: *Fahrwerkhandbuch*. Vieweg+Teubner Verlag, Wiesbaden, 2011.
- [HH03] HALFMANN, C. ; HOLZMANN, H.: *Adaptive Modelle für die Kraftfahrzeugdynamik*. Springer-Verlag, Berlin/Heidelberg, 2003.
- [HHW⁺12] HOLZMANN, H. ; HAHN, K. ; WEBB, J. ; et al.: Simulationsbasierte ESP-Homologation für Pkw. In: *Automobiltechnische Zeitschrift* (2012), S. 698–702.
- [HJD11] HULL, E. ; JACKSON, K. ; DICK, J.: *Requirements Engineering*. Springer-Verlag, London, 2011.
- [Hoc13] HOCHREIN, P.: *Leistungsoptimale Regelung von Hochstromverbrauchern im Fahrwerk*. Diss., Universität Kassel, 2013.
- [Ill14] ILLG, I.: *Mechatronischer Entwurf und Erprobung einer regelbaren Federung für ein leichtes geländegängiges Kettenfahrzeug*. Diss., Universität Paderborn, 2014.
- [Ise06] ISERMANN, R.: *Fahrdynamik-Regelung*. Vieweg, Wiesbaden, 2006.
- [ISO03] International Organization for Standardization: *Norm ISO 7401: Road vehicles - Lateral transient response test methods - Open-loop test methods*. Genf, 2003.
- [ISO04] International Organization for Standardization: *Norm ISO 4138: Passenger Cars - Steady-state circular driving behaviour - Open-loop test procedure*. Genf, 2004.
- [ISO13] *Norm ISO 8855: Straßenfahrzeuge - Fahrzeugdynamik und Fahrverhalten - Begriffe*. Beuth Verlag, Berlin, 2013.
- [Jan10] JANSCHKE, K.: *Systementwurf mechatronischer Systeme*. Springer-Verlag, Berlin/Heidelberg, 2010.
- [JBB⁺01] JURR, R. ; BEHNSEN, S. ; BRUNS, H. ; et al.: Der neue BMW 7er: Das aktive Wank-Stabilisierungssystem DynamicDrive. In: *Automobiltechnische Zeitschrift* (2001), S. 78–81.
- [JBE⁺08] JAUTZE, M. ; BOGNER, A. ; EGGENDINGER, J. ; et al.: The Dynamic Damper Control. In: *Automobiltechnische Zeitschrift* (2008), S. 100–103.

- [Kai07] KAIRIES, P.: *So analysieren Sie Ihre Konkurrenz: Konkurrenzanalyse und Benchmarking in der Praxis*. expert-Verlag, Renningen-Malmsheim, 2007.
- [KBB⁺00] KONIK, D. ; BARTZ, R. ; BÄRNTHOL, F. ; et al.: Dynamic Drive - Das neue aktive Wank-Stabilisierungssystem der BMW Group. In: *9. Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentechnik*. Aachen, 2000, S. 471–490.
- [KBS⁺97] KALLENBACH, E. ; BIRLI, O. ; SAFFERT, E. ; et al.: Zur Gestaltung integrierter mechatronischer Produkte. In: *Mechatronik im Maschinen- und Fahrzeugbau*, VDI-Berichte Nr. 1315, VDI-Verlag, Düsseldorf, 1997.
- [KCH74] KARNOPP, D. ; CROSBY, M. ; HARWOOD, R.: Vibration control using semi-active force generators. In: *ASME Journal of Engineering for Industry* (1974), S. 619–626.
- [KES⁺06] KOEHN, P. ; ECKRICH, M. ; SMAKMAN, H. ; et al.: Integrated Chassis Management: Introduction into BMW's Approach to ICM. In: *SAE Technical Paper* (2006), S. 1–7.
- [Kim01] KIM, H.: *Target Cascading in optimal System Design*. Diss., University of Michigan, 2001.
- [KKP⁺14] KANG, N. ; KOKKOLARAS, M. ; PAPALAMBROS, P. ; et al.: Optimal design of commercial vehicle systems using analytical target cascading. In: *Structural and Multidisciplinary Optimization* 50, 6 (2014), S. 1103–1114.
- [Koc11] KOCH, G.: *Adaptive Control of Mechatronic Vehicle Suspension*. Diss., Technische Universität München, 2011.
- [Kol08] KOLETZKO, C.: *Untersuchung des Einflusses von Verstelldämpfern auf das Wankverhalten von PKW unter Berücksichtigung einer aktiven Wankstabilisierung*. Diss., Technische Universität München, 2008.
- [Kön12] KÖNIGS, S.: *Konzeption und Realisierung einer Methode zur templategestützten Systementwicklung*. Diss., Technische Universität Berlin, 2012.
- [KPD⁺06] KVASNICKA, P. ; PROKOP, G. ; DÖRLE, M. ; et al.: Durchgängige Simulationsumgebung zur Entwicklung und Absicherung von fahrdynamischen Regelsystemen. In: *VDI 13. Internationaler Kongress, Berechnung und Simulation im Fahrzeugbau*. Würzburg, 2006, S. 387–403.
- [Kra10] KRAUS, M.: Chassis systems: Schaeffler is more than just bearings. In: *9th Schaeffler Symposium* (2010), S. 345–359.
- [KRP⁺03] KIM, H. ; RIDEOUT, D. ; PAPALAMBROS, P. ; et al.: Analytical Target Cascading in Automotive Vehicle Design. In: *Journal of Mechanical Design* 123, 3 (2003), S. 481–489.
- [KS10] KVASNICKA, P. ; SCHMIDT, H.: Grundauslegung von Federung und Dämpfung für einen Prototypen unter Berücksichtigung von Fahrdynamik und Fahrkomfort. In: *chassis.tech plus 2010. 1st International Munich Chassis Symposium*. München, 2010, S. 215–234.

- [Lau07] LAUMANN, N.: *Integrale Reglerstruktur zur effektiven Abstimmung von Fahrdynamiksystemen*. Diss., Rheinisch-Westfälische Technische Hochschule Aachen, 2007.
- [Lee04] LEEMHUIS, H.: *Funktionsgetriebene Konstruktion als Grundlage verbesserter Produktentwicklung*. Diss., Technische Universität Berlin, 2004.
- [LF00] LEFFLER, H. ; FOAG, W.: Prospects and Aspects of an Integrated Chassis Management ICM. In: *SAE Technical Paper* (2000), S. 1–9.
- [LH04] LÜTHJE, C. ; HERSTATT, C.: The Lead User method: an outline of empirical findings and issues for future research. In: *R&D Management* 34 (2004), S. 553–568.
- [Lin09] LINDEMANN, U.: *Methodische Entwicklung technischer Produkte*. Springer-Verlag, Berlin/Heidelberg, 2009.
- [Lju87] LJUNG, L.: *System Identification*. Prentice-Hall, Upper Saddle River, NJ, 1987.
- [LKS00] LÜCKEL, J. ; KOCH, T. ; SCHMITZ, J.: Mechatronik als integrative Basis für innovative Produkte. In: *VDI-Tagung: Mechatronik - Mechanisch/Elektrische Antriebstechnik*. Wiesloch, 2000, S. 1–26.
- [LMB09] LINDEMANN, U. ; MAURER, M. ; BRAUN, T.: *Structural Complexity Management*. Springer-Verlag, Berlin/Heidelberg, 2009.
- [Lun10a] LUNZE, J.: *Regelungstechnik 1*. Springer-Verlag, Berlin/Heidelberg, 2010.
- [Lun10b] LUNZE, J.: *Regelungstechnik 2*. Springer-Verlag, Berlin/Heidelberg, 2010.
- [LWS94] LEHMANN, G. ; WUNDER, B. ; SELZ, M.: *Schaltungsdesign mit VHDL. Synthese, Simulation und Dokumentation digitaler Schaltungen*. Franzis-Verlag, München, 1994.
- [Mac09] MACK, G.: *Eine neue Methodik zur modellbasierten Bestimmung dynamischer Betriebslasten im mechatronischen Fahrwerkentwicklungsprozess*. Diss., Universität Karlsruhe, 2009.
- [Mäd12] MÄDER, D.: *Simulationsbasierte Grundausslegung der Fahrzeug-Querdynamik unter Berücksichtigung von Erfahrungswissen in der Fahrdynamikentwicklung*. Diss., Technische Universität Kaiserslautern, 2012.
- [Mat07] MATSCHINSKY, W.: *Radführungen der Straßenfahrzeuge*. Springer-Verlag, Berlin/Heidelberg, 2007.
- [Mau07] MAURER, M.: *Structural Awareness in Complex Product Design*. Diss., Technische Universität München, 2007.
- [MBK12] MEFFERT, H. ; BURMANN, C. ; KIRCHGEORG, M.: *Marketing: Grundlage marktorientierter Unternehmensführung*. Gabler Verlag Springer Fachmedien, Wiesbaden, 2012.
- [MGM06] MASTINU, G. ; GOBBI, M. ; MIANO, C.: *Optimal Design of Complex Mechanical Systems*. Springer-Verlag, Berlin/Heidelberg, 2006.
- [Mil08] MILTON, N.: *Knowledge Technologies*. Polimetrica, Mailand, 2008.

- [Min74] MINSKY, M.: *A Framework for Representing Knowledge*. Forschungsbericht, MIT-AI Laboratory Memo 306, Massachusetts Institute of Technology, 1974.
- [MN03] MEIER-NOE, U.: *Modellierung mechatronischer Systeme - Basis der Systemauslegung und der Wissenskonservierung*. Diss., Universität Paderborn, 2003.
- [Moo65] MOORE, G.: Cramming more components onto integrated circuits. In: *Electronics* 38 (1965), S. 114–117.
- [MW04] MITSCHKE, M. ; WALLENTOWITZ, H.: *Dynamik der Kraftfahrzeuge*. Springer-Verlag, Berlin/Heidelberg, 2004.
- [MW13] MAURER, M. ; WINNER, H.: *Automotive Systems Engineering*. Springer-Verlag, Berlin/Heidelberg, 2013.
- [Neu90] NEUNZERT, H.: Von Modellen und wie man sie nutzt. In: *Forum '90 Wissenschaft und Technik – Neue Anwendungen mit Hilfe aktueller Computer-Technologien*. Trier, 1990, S. 10–21.
- [Obe12] OBERMÜLLER, A.: *Modellbasierte Fahrzustandsschätzung zur Ansteuerung einer aktiven Hinterachskinematik*. Diss., Technische Universität München, 2012.
- [Ött05] ÖTTGEN, O.: *Zur modellgestützten Entwicklung eines mechatronischen Fahrwerkregelungssystem für Personenkraftwagen*. Diss., Universität Duisburg-Essen, 2005.
- [Pac06] PACEJKA, H.: *Tire and vehicle dynamics*. Butterworth-Heinemann Verlag, Oxford, 2006.
- [Par10] PARTSCH, H.: *Requirements-Engineering systematisch*. Springer-Verlag, Berlin/Heidelberg, 2010.
- [PB96] POMBERGER, G. ; BLASCHEK, G.: *Software-Engineering*. Carl Hanser Verlag, München/Wien, 1996.
- [PBF⁺05] PAHL, G. ; BEITZ, W. ; FELDHUSEN, J. ; et al.: *Konstruktionslehre*. Springer-Verlag, Berlin/Heidelberg, 2005.
- [Pel12] PELLEGRINI, E.: *Model-Based Damper Control for Semi-Active Suspension*. Diss., Technische Universität München, 2012.
- [PL11] PONN, J. ; LINDEMANN, U.: *Konzeptentwicklung und Gestaltung technischer Produkte*. Springer-Verlag, Berlin/Heidelberg, 2011.
- [PP09] PUFF, M. ; PELZ, P.: *Entwicklung einer Prüfspezifikation zur Charakterisierung von Luftfedern*. Forschungsbericht, Technische Universität Darmstadt, 2009.
- [PPW10] PUFF, M. ; PELZ, P. ; WIRNITZER, A.: Entwicklung von aufwandsoptimierten Prüfmethoden zur Charakterisierung und Harshnessbeurteilung von Luftfedern. In: *Materials Testing* 52, 9 (2010), S. 621–631.
- [Pro14] PROKOP, G.: *Kraftfahrzeugtechnik III - Entwicklung, Auslegung und Absicherung von Kraftfahrzeugen*. Vorlesungsumdruck, Lehrstuhl Kraftfahrzeugtechnik, Technische Universität Dresden, 2014.

- [Puf11] PUFF, M.: *Entwicklung von Regelstrategien für Luftfederdämpfer zur Optimierung der Fahrdynamik unter Beachtung von Sicherheit und Komfort*. Diss., Technische Universität Darmstadt, 2011.
- [Rau07] RAU, M.: *Koordination aktiver Fahrwerk-Regelsysteme zur Beeinflussung der Querdynamik mittels Verspannungslenkung*. Diss., Universität Stuttgart, 2007.
- [Rei03] REICHEL, J.: *Untersuchungen zum Einfluss stufenlos verstellbarer Schwingungsdämpfer auf das instationäre Bremsen von Personenzügen*. Diss., Technische Universität Darmstadt, 2003.
- [Ren07] RENNER, I.: *Methodische Unterstützung funktionsorientierter Baukastenentwicklung am Beispiel Automobil*. Diss., Technische Universität München, 2007.
- [Reu11] REUL, M.: *Bremswegverkürzungspotential bei Informationsaustausch und Koordination zwischen semiaktiver Dämpfung und ABS*. Diss., Technische Universität Darmstadt, 2011.
- [Ric04] RICHERZHAGEN, M.: *Entwicklung eines Ansatzes zur systemtheoretischen Analyse und Synthese fahrdynamischer Systeme bis an den Grenzbereich*. Diss., Technische Universität Clausthal, 2004.
- [Rös12] RÖSKI, K.: *Eine Methode zur simulationsbasierten Grundauslegung von PKW-Fahrwerken mit Vertiefung der Betrachtungen zum Fahrkomfort*. Diss., Technische Universität München, 2012.
- [RST09] RATIU, D. ; SCHWITZER, W. ; THYSSEN, J.: *A System of Abstraction Layers for the Seamless Development of Embedded Software Systems*. Forschungsbericht, Technische Universität München, 2009
- [Sal06] SALOMON, D.: *Curves and Surfaces for Computer Graphics*. Springer Science+Business Media, New York, NY, 2006.
- [SBH10] SIEBERTZ, K. ; BEBBER, D. van ; HOCHKIRCHEN, T.: *Statistische Versuchsplanung*. Springer-Verlag, Berlin/Heidelberg, 2010.
- [Sch08] SCHEDL, S.: *Integration von Anforderungsmanagement in den mechatronischen Entwicklungsprozess*. Diss., Technische Universität München, 2008.
- [Sch09] SCHINDLER, A.: *Neue Konzeption und erstmalige Realisierung eines aktiven Fahrwerks mit Preview-Strategie*. Diss., Karlsruher Institut für Technologie (KIT), 2009.
- [Sch10] SCHRÖDER, D.: *Intelligente Verfahren*. Springer-Verlag, Berlin/Heidelberg, 2010.
- [SFP13] SCHARFENBAUM, I. ; FRATINI, A. ; PROKOP, G.: A Novel Method for the Development of an Idealised Active Roll Stabilisation System Model. In: *IEEE International Conference on Systems, Man, and Cybernetics*. Manchester, 2013, S. 4499–4504.
- [SG04] STRASSBERGER, M. ; GULDNER, J.: BMW's Dynamic Drive: an active stabilizer bar system. In: *IEEE Control Systems* 24, 4 (2004), S. 28–29.

- [SHE02] SCHULLER, J. ; HAQUE, I. ; ECKEL, M.: An Approach for Optimisation of Vehicle Handling Behaviour in Simulation. In: *Vehicle System Dynamics* 37 (2002), S. 24–37.
- [Sma00] SMAKMAN, H.: *Functional Integration of Slip Control with Active Suspension for Improved Lateral Vehicle Dynamics*. Diss., Technische Universität Delft, 2000.
- [SP13] SCHARFENBAUM, I. ; PROKOP, G.: Conceptual actuator layout of vehicle control systems in early phases of the development process. In: *13. Internationales Stuttgarter Symposium*. Stuttgart, 2013, S. 457–473.
- [SR08] SEIFFERT, U. ; RAINER, G.: *Virtuelle Produktentstehung für Fahrzeug und Antrieb im Kfz*. Vieweg+Teubner, Wiesbaden, 2008.
- [Sta73] STACHOWIAK, H.: *Allgemeine Modelltheorie*. Springer-Verlag, Wien/New York, 1973.
- [Sto08] STOCKINGER, S.: *Konzept zur Optimierung des PDM-Einsatzes in der Automobilindustrie*. Diss., Rheinisch-Westfälische Technische Hochschule Aachen, 2008.
- [Stu99] STURM, M.: *Neuronale Netze zur Modellbildung in der Regelungstechnik*. Diss., Technische Universität München, 1999.
- [SZP+13] SCHARFENBAUM, I. ; ZUSCIK, M. ; PROKOP, G. ; et al.: Modelling of air springs - Required models for the virtual development process. In: *chassis.tech plus 2013. 4th International Munich Chassis Symposium*. München, 2013, S. 191–210.
- [Tab06] TABOADA, M.: *Automated Target Cascade*. Diss., Technische Universität Berlin, 2006..
- [Toe01] TOEPPER, S.: *Die mechatronische Entwicklung des Parallelroboters TRIPLANAR*. Diss., Universität Paderborn, 2001.
- [Ull09] ULLMANN, S.: *Funktionale Sicherheitsanforderungen von Überlagerungslenk-systemen aus Fahrersicht*. Diss., Technische Universität München, 2009.
- [Ung12] UNGER, A.: *Serientaugliche quadratisch optimale Regelung für semiaktive Pkw-Fahrwerke*. Diss., Technische Universität München, 2012.
- [Unt13] UNTERREINER, M.: *Modellbildung und Simulation von Fahrzeugmodellen unterschiedlicher Komplexität*. Diss., Universität Duisburg-Essen, 2013.
- [VDI93] VDI 2221 - *Methodik zum Entwickeln und Konstruieren technischer Systeme und Produkte*. Beuth Verlag, Berlin, 1993.
- [VDI94] VDI 2422 - *Entwicklungsmethodik für Geräte mit Steuerung durch Mikro-elektronik*. Beuth Verlag, Berlin, 1994.
- [VDI04] VDI 2206 - *Entwicklungsmethodik für mechatronische Systeme*. Beuth Verlag, Berlin, 2004.
- [VDI06] VDI-GESELLSCHAFT VERFAHRENSTECHNIK UND CHEMIEINGENIEURWESEN (GVC): *VDI-Wärmeatlas*. Springer-Verlag, Berlin/Heidelberg, 2006.

- [Ver94] VERSTEEGEN, G.: Softwareerstellung nach dem V-Modell - Von Amts wegen. In: *iX* 11 (1994), S. 162–166.
- [Ver07] VERMEULEN, B.: *Knowledge based method for solving complexity in design problems*. Diss., Technische Universität Delft, 2007.
- [VWB⁺09] VAJNA, S. ; WEBER, C. ; BLEY, H. ; et al.: *CAX für Ingenieure - Eine praxisbezogene Einführung*. Springer-Verlag, Berlin/Heidelberg, 2009.
- [Wal85] WALKER, R.: *Applied qualitative research*. Gower, Aldershot, 1985.
- [Wal90] WALLASCHEK, J.: Dynamics of nonlinear automobile shock-absorbers. In: *International Journal of Non-Linear Mechanics* 25 (1990), S. 299–308.
- [Wal95] WALLASCHEK, J.: Modellierung und Simulation als Beitrag zur Verkürzung der Entwicklungszeiten mechatronischer Produkte. In: *VDI-Berichte (1215)*, 1995, S. 35–50.
- [Web04] WEBER, I.: *Verbesserungspotenzial von Stabilisierungssystemen im Pkw durch eine Reibwertsensorik*. Diss., Technische Universität Darmstadt, 2004.
- [WHW09] WINNER, H. ; HAKULI, S. ; WOLF, G.: *Handbuch Fahrerassistenzsysteme*. Vieweg+Teubner, Wiesbaden, 2009.
- [Wim97] WIMMER, J.: *Methoden zur ganzheitlichen Optimierung des Fahrwerks von Personenkraftwagen*. Diss., Universität Stuttgart, 1997.
- [Wim13] WIMMER, C.: *Modellbasierte Entwicklung elektromechanischer Lenkungen*. Diss., Technische Universität Kaiserslautern, 2013.
- [WR06] WALLENTOWITZ, H. ; REIF, K.: *Handbuch Kraftfahrzeugelektronik*. Vieweg, Wiesbaden, 2006.
- [Zet82] ZETSCHKE, D.: *Die Anwendung moderner regelungstheoretischer Verfahren zur Synthese einer aktiven Federung*. Diss., Universität Paderborn, 1982.
- [ZH12] ZIMMERMANN, M. ; HOESSLE, J. von: Computing solution spaces for robust design. In: *International Journal for Numerical Methods in Engineering* 94, 3 (2012), S. 290–307.
- [Zom91] ZOMOTOR, A.: *Fahrwerktechnik: Fahrverhalten*. Vogel-Buchverlag, Würzburg, 1991.
- [Zsc09] ZSCHOCKE, A.: *Ein Beitrag zur objektiven und subjektiven Evaluierung des Lenkkomforts von Kraftfahrzeugen*. Diss., Universität Karlsruhe, 2009.

ABBILDUNGSVERZEICHNIS

1.1	Entwicklung der Fahrzeugderivateanzahl der BMW AG über der Zeit	1
1.2	Entwicklung der Regelsystemanzahl bei der BMW AG über der Zeit	2
1.3	Struktur der Arbeit	5
1.4	Standardregelkreis in Anlehnung an [Föl08]	7
1.5	Grundstruktur eines mechatronischen Systems in Anlehnung an [VDI04] . .	7
1.6	Veranschaulichung der Systemdefinition	8
1.7	Exemplarisches Fahrzeugverhalten bei einer stationären Kreisfahrt	10
1.8	Exemplarisches Fahrzeugverhalten bei einem Lenkradwinkelsprung mit $v_x = 100 \text{ km/h}$ und $a_{y,Ziel} = 6 \text{ m/s}^2$	12
1.9	Exemplarisches Fahrzeugverhalten bei einer vertikalen Straßenanregung mit der Geschwindigkeit $v_{z,3}$	14
1.10	Y-Diagramm nach GAJESKI und WALKER in Anlehnung an [Wal85], [LWS94], [ERZ14]	17
1.11	V-Modell als Makrozyklus in Anlehnung an [VDI04]	18
2.1	Etabliertes V-Modell der Fahrwerksentwicklung in Anlehnung an [Pro14], [Ben05]	28
2.2	Generische, funktionsorientierte Fahrwerkregelsystemstruktur in Anlehnung an [BFG+08]	30
2.3	Funktionsorientiertes V-Modell der Fahrwerksentwicklung für Fahrwerkregelsysteme	32
2.4	Qualitative Verläufe der freien Parameteranzahl über Entwicklungszeit und Abhängigkeit der Fahrzeugeigenschaften von der Parameteranzahl	34
2.5	Einordnung und Zusammenwirken der funktionalen Grundauslegung im Gesamtentwicklungsprozess	34
2.6	Modellarten entlang des funktionsorientierten Entwicklungsprozesses . .	36
3.1	Struktur des funktionsorientierten Wissensmanagementsystems	40
3.2	Struktur der Objektivierungswirkkette	42
3.3	Struktur der Funktionswirkkette	42
3.4	Struktur der Systemwirkkette	44
3.5	Struktur der Fahrzeugregelungsfunktion adaptive Niveauregulierung und des Luftfedersystems (LF-System)	45
3.6	Ausschnitt des Funktionswirkkettengraphen adaptive Niveauregulierung . .	46

3.7	Ausschnitt des Systemwirkkettengraphen 1-Achs-Luftfeder	47
3.8	Struktur der Fahrzeugregelungsfunktion aktive Wankstabilisierung	48
3.9	Systemdarstellung des hydraulischen aktiven Wankstabilisators	48
3.10	Ausschnitt des Funktionswirkkettengraphen aktive Wankstabilisierung	49
3.11	Ausschnitt des Systemwirkkettengraphen aktiver Wankstabilisator (ARS)	51
3.12	Struktur der Fahrzeugregelung adaptive Aufbaubedämpfung (VDC)	52
3.13	Systemdarstellung des semiaktiven Verstelldämpfers	53
3.14	Qualitative Darstellung der Funktionseigenschaften der adaptiven Aufbaubedämpfung	54
3.15	Ausschnitt des Funktionswirkkettengraphen adaptive Aufbaubedämpfung	54
3.16	Ausschnitt des Systemwirkkettengraphen semiaktiver Verstelldämpfer (VDC)	56
4.1	Struktur zur Auslegung der stationären Funktionseigenschaften	58
4.2	Zweistufiges Vorgehen zur Parametermodellentwicklung für die Zieleigenschaft	59
4.3	Zweistufiges Vorgehen zur Entwicklung der Grundausslegung	62
4.4	Qualitativer Verlauf der dynamischen Luftfedersteifigkeit bei 1 Hz über dem Federhub	63
4.5	Exemplarisches Identifikationsergebnis für das mathematische Parametermodell der dynamischen Luftfedersteifigkeit	65
4.6	Analyseergebnis des mathematischen Luftfederparametermodells auf Funktionseigenschaftsebene	65
4.7	Exemplarischer Aufbau- $ G_A(s) $ und Radamplitudengang $ G_R(s) $ bei einer Vertikalgeschwindigkeitsanregung $v_{z,3}$ auf Fahrzeugeigenschaftsebene	66
4.8	Analyseergebnis des mathematischen Luftfederparametermodells auf Fahrzeugeigenschaftsebene	67
4.9	Exemplarisches Ergebnis der Modellierungsanalyse für die Federübersetzung $i_F(z)$ auf Komponenten- und Fahrzeugeigenschaften	69
4.10	Analyseergebnis der Modellierung der Federübersetzung auf Fahrzeugeigenschaftsebene	70
4.11	Vorgehensweise zur abschnittsweise vorgenommenen Bestimmung des Polynoms für den wirksamen Radius	71
4.12	Exemplarisches Approximationsergebnis der gemittelten Luftfederkräfte mittels abschnittsweise ermittelten Polynoms für den wirksamen Radius $R_{LF,w}(z)$	74
4.13	Analyseergebnis der Berechnung der wirksamen Fläche auf Funktionseigenschaftsebene	75
4.14	Analyseergebnis zwischen Soll- und Istschwingzahl bei der Auslegung der stationären Funktionseigenschaften der adaptiven Niveauregulierung auf Fahrzeugeigenschaftsebene	76
4.15	Qualitative Darstellung des Wankwinkelverlaufs über der Querschleunigung	78
4.16	Exemplarisches Parameteridentifikationsergebnis für den Wankwinkelverlauf über der Querschleunigung	80
4.17	Analyseergebnis des Wankwinkelparametermodells auf Funktionseigenschaftsebene	80
4.18	Qualitativer Verlauf der Momentenverteilung über der Fahrzeuggeschwindigkeit	81
4.19	Exemplarisches Parameteridentifikationsergebnis für den Verlauf der Momentenverteilung über Fahrzeuggeschwindigkeit	82

4.20	Analyseergebnis des Momentenverteilungsparametermodells auf Funktionseigenschaftsebene	82
4.21	Exemplarisches Ergebnis der Parametermodelle für den Wankwinkel- und den Momentenverteilungsverlauf auf Fahrzeugeigenschaftsebene	83
4.22	Analyseergebnis der Parametermodelle auf Fahrzeugeigenschaftsebene	84
4.23	Exemplarisches Ergebnis der Modellierungsanalyse auf Fahrzeugeigenschaftsebene	86
4.24	Ergebnis der Modellierungsanalyse auf Fahrzeugeigenschaftsebene	87
4.25	Analyseergebnis zur Berücksichtigung von Aufstützeffekten auf Fahrzeugeigenschaftsebene	87
4.26	Freischnitt des vereinfachten Wankmodells für eine Achse	88
4.27	Vergleich des Wankwinkels zwischen Referenzmodell und vereinfachtem Wankmodell auf Fahrzeugeigenschaftsebene	90
4.28	Validierungsergebnis des Wankmodells auf Fahrzeugeigenschaftsebene	91
4.29	Parametrisches Dämpfermodell in Anlehnung an [Rös12]	92
5.1	Kombinationsmöglichkeiten durch modulare Modellstruktur	96
5.2	Methodik zur Entwicklung von dynamischen Funktionsmodellen	97
5.3	Notwendige Manöver zur Entwicklung des Funktionsmodells adaptive Niveauregulierung	101
5.4	Qualitativer Verlauf der Luftfedersteifigkeit über der Frequenz	101
5.5	Vergleich der Luftfederkraft zwischen Referenzmodell und vereinfachtem Funktionsmodell bei unterschiedlichen Anregungsfrequenzen auf Funktionseigenschaftsebene	102
5.6	Exemplarischer Aufbau- $ G_A(s) $ und Radamplitudengang $ G_R(s) $ bei einer Vertikalgeschwindigkeitsanregung $v_{z,3}$ auf Fahrzeugeigenschaftsebene	104
5.7	Validierungsergebnis des Funktionsmodells adaptive Niveauregulierung auf Fahrzeugeigenschaftsebene	104
5.8	Notwendige Manöver zur Entwicklung des Funktionsmodells aktive Wankstabilisierung	107
5.9	Exemplarisches Ergebnis des Funktionsmodells auf Fahrzeugeigenschaftsebene bei einer Lenkradwinkelrampe bei $v_x = 100 \text{ km/h}$	109
5.10	Exemplarisches Ergebnis des Funktionsmodells auf Fahrzeugeigenschaftsebene bei einem Lenkradwinkelsprung mit $v_x = 100 \text{ km/h}$ und $a_{y,Ziel} = 6 \text{ m/s}^2$	110
5.11	Validierungsergebnis der Funktionsvereinfachung aktive Wankstabilisierung auf Fahrzeugeigenschaftsebene	110
5.12	Vergleich von Soll- und Ist-Momenten des aktiven Wankstabilisators bei verschiedenen Fahrmanövern auf Funktionseigenschaftsebene	111
5.13	Systemvergleich der Systemmomente bei verschiedenen Fahrmanövern auf Funktionseigenschaftsebene	113
5.14	Exemplarisches Ergebnis des dynamischen Funktionsmodells auf Fahrzeugeigenschaftsebene bei einer Lenkradwinkelrampe bei $v_x = 100 \text{ km/h}$	114
5.15	Exemplarisches Ergebnis des Funktionsmodells auf Fahrzeugeigenschaftsebene bei einem Lenkradwinkelsprung mit $v_x = 100 \text{ km/h}$ und $a_{y,Ziel} = 6 \text{ m/s}^2$	115
5.16	Validierungsergebnis des dynamischen Funktionsmodells aktive Wankstabilisierung auf Fahrzeugeigenschaftsebene	115
5.17	Notwendige Manöver zur Entwicklung des Funktionsmodells adaptive Aufbaubedämpfung	118

5.18	Exemplarisches Ergebnis des Funktionsmodells auf Fahrzeugeigenschaftsebene bei einem Lenkradwinkelsprung mit $v_x = 100 \text{ km/h}$ und $a_{y,Ziel} = 6 \text{ m/s}^2$	120
5.19	Exemplarisches Ergebnis des Funktionsmodells auf Fahrzeugeigenschaftsebene bei einer vertikalen Straßenanregung $v_{z,3}$	121
5.20	Validierungsergebnis der Funktionsvereinfachung adaptive Aufbaubedämpfung auf Fahrzeugeigenschaftsebene	122
5.21	Exemplarisches Verhalten des Verstelldämpfers bei unterschiedlichen Anregungen auf Funktionseigenschaftsebene	123
5.22	Analyseergebnis der Dynamikeigenschaften des Dämpferventils auf Funktionseigenschaftsebene	124
5.23	Exemplarisches Ergebnis des Funktionsmodells auf Fahrzeugeigenschaftsebene bei einem Lenkradwinkelsprung mit $v_x = 100 \text{ km/h}$ und $a_{y,Ziel} = 6 \text{ m/s}^2$	126
5.24	Exemplarisches Ergebnis des dynamischen Funktionsmodells auf Fahrzeugeigenschaftsebene bei einer vertikalen Straßenanregung $v_{z,3}$	127
5.25	Validierungsergebnis des dynamischen Funktionsmodells adaptive Aufbau- bedämpfung auf Fahrzeugeigenschaftsebene	128
6.1	Zielpositionierung der aktiven Fahrzeuge gegenüber dem passivem Referenzfahrzeug	132
6.2	Objektive Zielwerte für das Fahrzeug der Oberklasse	133
6.3	Objektive Zielwerte für das Fahrzeug der Super-Oberklasse	133
6.4	Graphausschnitt des Wirkkettenvergleichs Funktion aktive Wankstabilisierung und Wankstabilisator	135
6.5	Graphausschnitt der Funktionswirkkette der aktiven Wankstabilisierung	136
6.6	Ergebnis der stationären Auslegung für das Fahrzeug der Oberklasse auf Fahrzeug- und Funktionseigenschaftsebene	137
6.7	Ergebnis der stationären Auslegung für das Fahrzeug der Super-Oberklasse auf Fahrzeug- und Funktionseigenschaftsebene	138
6.8	Ergebnisvergleich der stationären Auslegung beider Fahrzeuge auf Fahrzeug- und Funktionseigenschaftsebene	138
6.9	Ergebnis der Funktionsanalyse für das Fahrzeug der Oberklasse auf Fahrzeugeigenschaftsebene bei einer Lenkradwinkelrampe bei $v_x = 100 \text{ km/h}$	140
6.10	Ergebnis der Funktionsanalyse für das Fahrzeug der Oberklasse auf Fahrzeugeigenschaftsebene bei einem Lenkradwinkelsprung bei $v_x = 100 \text{ km/h}$ und $a_y = 6 \text{ m/s}^2$	141
6.11	Ergebnis der Funktionsauslegung auf Basis objektiver Kennwerte für das Oberklasse-Fahrzeug	142
6.12	Ergebnis der Funktionsanalyse für das Fahrzeug der Super-Oberklasse auf Fahrzeugeigenschaftsebene bei einer Lenkradwinkelrampe bei $v_x = 100 \text{ km/h}$	143
6.13	Ergebnis der Funktionsanalyse für das Fahrzeug der Super-Oberklasse auf Fahrzeugeigenschaftsebene bei einem Lenkradwinkelsprung bei $v_x = 100 \text{ km/h}$ und $a_{y,Ziel} = 6 \text{ m/s}^2$	144
6.14	Ergebnis der Funktionsauslegung auf Basis objektiver Kennwerte für das Super-Oberklasse-Fahrzeug	145
6.15	Ergebnis der Systemanalyse für das Fahrzeug der Oberklasse auf Fahrzeugeigenschaftsebene bei einer Lenkradwinkelrampe bei $v_x = 100 \text{ km/h}$	146

6.16	Ergebnis der Systemanalyse für das Fahrzeug der Oberklasse auf Fahrzeugeigenschaftsebene bei einem Lenkradwinkelsprung bei $v_x = 100 \text{ km/h}$ und $a_{y,Ziel} = 6 \text{ m/s}^2$	147
6.17	Übersicht über Systemparameter und deren Parametergrenzen	148
6.18	Ergebnis der Systemauslegung auf Basis objektiver Kennwerte für das Oberklasse-Fahrzeug	149
6.19	Ergebnis der Systemanalyse für das Fahrzeug der Super-Oberklasse auf Fahrzeugeigenschaftsebene bei einer Lenkradwinkelrampe bei $v_x = 100 \text{ km/h}$	150
6.20	Ergebnis der Systemanalyse für das Fahrzeug der Super-Oberklasse auf Fahrzeugeigenschaftsebene bei einem Lenkradwinkelsprung bei $v_x = 100 \text{ km/h}$ und $a_{y,Ziel} = 6 \text{ m/s}^2$	150
6.21	Ergebnis der Systemauslegung auf Basis objektiver Kennwerte für das Super-Oberklasse-Fahrzeug	151
6.22	Ergebnis der Systemanalyse für das Fahrzeug der Oberklasse auf Fahrzeugebene bei einer Lenkradwinkelrampe bei $v_x = 100 \text{ km/h}$	152
6.23	Ergebnis der Systemanalyse für das Fahrzeug der Oberklasse auf Fahrzeugebene bei einem Lenkradwinkelsprung bei $v_x = 100 \text{ km/h}$ und $a_{y,Ziel} = 6 \text{ m/s}^2$	153
6.24	Ergebnis der Robustheitsanalyse für das Fahrzeug der Oberklasse	154
6.25	Ergebnis der Robustheitsanalyse für das Fahrzeug der Super-Oberklasse .	155



TABELLENVERZEICHNIS

5.1 Modellvergleich des Funktions- und des Referenzmodells	105
5.2 Modellvergleich des Funktions- und des Referenzmodells	116
5.3 Modellvergleich des Funktions- und des Referenzmodells	129





