

Christian Angrick

Subsystemmethodik für die
Auslegung des nieder-
frequenten Schwingungs-
komforts von PKW

Schriftenreihe des Lehrstuhls
Kraftfahrzeugtechnik

Herausgeber Prof. Dr.-Ing. Günther Prokop

Band 5

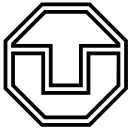


Schriftenreihe des Lehrstuhls
Kraftfahrzeugtechnik

Herausgeber Prof. Dr.-Ing. Günther Prokop

Band 5

ISSN 2509-694X



SUBSYSTEMMETHODIK FÜR DIE AUSLEGUNG DES NIEDERFREQUENTEN SCHWINGUNGSKOMFORTS VON PKW

Christian Angrick

Geboren am: 1. September 1987 in Erfurt

DISSERTATION

zur Erlangung des akademischen Grades

DOKTOR-INGENIEUR (DR.-ING.)

Erstgutachter

Prof. Dr.-Ing. Günther Prokop

Zweitgutachter

Prof. Dr. rer. nat. Hermann Winner

Eingereicht am: 17. März 2017

Verteidigt am: 14. August 2017



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, 2017

Zugl.: (TU) Dresden, Univ., Diss., 2017

© CUVILLIER VERLAG, Göttingen 2017

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, 2017

Gedruckt auf umweltfreundlichem, säurefreiem Papier aus nachhaltiger Forstwirtschaft.

ISBN 978-3-7369-9669-4

eISBN 978-3-7369-8669-5



DANKSAGUNG





Man merkt nie, was schon getan wurde, man sieht immer nur, was noch zu tun bleibt.

(Marie Curie)

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Zeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter am Lehrstuhl für Kraftfahrzeugtechnik der TU Dresden.

Ich möchte mich an dieser Stelle zunächst bei meinem Doktorvater, Professor Dr.-Ing. Günther Prokop, bedanken, der einerseits die Durchführung dieser Forschungsarbeit ermöglichte, jedoch auch durch seine fortlaufend fachliche und überfachliche Unterstützung einen großen Anteil an deren Gelingen hatte. Seitens der Audi AG danke ich insbesondere Dr.-Ing. Armin Schöpfel, Dr.-Ing. Andreas Wagner und Dr.-Ing. Peter Knauer, welche zusammen mit Professor Dr.-Ing. Günther Prokop das Thema initiiert sowie mir die Möglichkeit gegeben haben, diese in Kooperation mit der Abteilung EF-13 durchzuführen. Auch bei ihnen möchte ich mich für die regelmäßigen fachlichen Diskussionen und das Bereitstellen optimaler Bedingungen in der Abteilung bedanken, welche die Durchführung der Arbeit unter kontinuierlicher Berücksichtigung methodischer und praktischer Aspekte ermöglichte. Insbesondere möchte ich dabei Dr.-Ing. Peter Knauer hervorheben, der mit regelmäßigen Diskussionen und dem kritischen Hinterfragen jedes Sachverhalts wesentlich das Gesamtbild der Arbeit beeinflusst hat.

Desweiteren möchte ich Prof. Dr. rer. nat. Hermann Winner für das Interesse an der Arbeit, die Unterstützung bei deren Finalisierung und die bereitwillige Übernahme des zweiten Gutachtens danken. Darüber hinaus danke ich Prof. Dr.-Ing. Michael Beitelschmidt für die Übernahme der Zweitprüfung und die Teilnahme an der Prüfungskommission.

Meine besondere Anerkennung gilt weiterhin allen Kollegen am Lehrstuhl für Kraftfahrzeugtechnik und dem Institut für Automobiltechnik der TU Dresden. Besonders hervorheben möchte ich dabei Dr.-Ing. Denise Beitelschmidt, Dr.-Ing. Kay Büttner und Jan Kubenz, welche mich sowohl organisatorisch als auch fachlich betreut und damit ebenfalls wesentlich zum Gelingen der Arbeit beigetragen haben. Weiterhin bedanke ich mich bei Hendrik Abel, Axel Bindauf und Dr.-Ing. Sebastiaan van Putten für die regelmäßigen fachlichen Diskussionen, welche dazu beigetragen haben, auftretende Problemstellungen noch einmal aus einer anderen Perspektive zu betrachten. Für die Durchführung von Prüfstandsmessungen richtet sich mein Dank insbesondere an Stefan Eckert, Erik Deunert, Hans Unger und Maik Junge, welche nicht nur einen hohen Anteil an Messaufgaben übernommen haben, sondern auch in kürzester Zeit den Aufbau, die Einrichtung und den Umbau des Achsprüfstandes durchführten. Weiterhin soll die Unterstützung durch Willi Westphal, Philip Dziuba und Lukas Meißner nicht unerwähnt bleiben.

Bei der Abteilung EF-13 möchte ich mich für die fortlaufend angenehme Arbeitsatmosphäre während des Projektes bedanken. Weiterhin bedanke ich mich bei allen Kollegen von EF-13 sowie anderen Abteilungen, welche mich immer bereitwillig fachlich oder organisatorisch unterstützt haben. Für fruchtbare fachliche Diskussionen richtet sich mein Dank insbesondere auch an Wilhelm Zipperer, Robert Clauß und Helmut Krome.

Nicht zuletzt bedanke ich mich noch einmal bei allen von mir betreuten Studenten, welche durch ihre Untersuchungen ebenfalls wesentlich zum Gesamtbild der Arbeit beigetragen haben.

Ein ganz besonderer Dank richtet sich an meine Eltern Matthias und Birgit sowie meine Freundin Jenny, welche mich immer unabhängig von der Situation fortlaufend moralisch unterstützen und auf die ich mich immer verlassen kann.

Dr.-Ing. Peter Knauer, Hendrik Abel sowie meinem Vater Matthias danke ich darüber hinaus noch für das hervorragende Korrekturlesen der Arbeit und das konstruktive Hinterfragen verschiedenster Sachverhalte.





KURZFASSUNG





Für die Definition eines effizienten Entwicklungsprozesses von Kraftfahrzeugen ist eine strukturierte Prozesskette erforderlich, welche die Bestimmung von Anforderungen an Fahrzeugeigenschaften bereits in möglichst frühen Phasen zulässt. Wie durch die Literatur aufgezeigt wird, ist der Prozess in der Fahrdynamik dahingehend weiter fortgeschritten als der des Fahrkomforts. Dies ist maßgeblich auf eine fehlende Subsystemebene in der Eigenschaftsableitung des Fahrkomforts zurückzuführen, welche in der Fahrdynamik mit Hilfe von konzeptunabhängigen nichtlinearen Ein- und Zweispurmodellen realisiert ist.

Die in der vorliegenden Arbeit vorgestellte Subsystemmethodik im Fahrkomfort wird grundsätzlich durch ein Modell, die zugehörige Parametrierung sowie die Einordnung im Entwicklungsprozess beschrieben. Als Grundlage der Methodik werden zunächst die Eigenschaften relevanter Fahrzeugsysteme analysiert. In dem Zusammenhang werden Fahrwerk, Aggregat, Hilfsrahmen und Differenzial am Beispiel eines Referenzfahrzeugs untersucht. Durch das Verständnis des zugehörigen dynamischen Systemverhaltens können allgemeingültige konzeptunabhängige Zusammenhänge abgeleitet werden.

Die Fahrwerke werden an einem dynamischen Achsprüfstand in Vertikal- und Längsrichtung angeregt und die Systemreaktionen analysiert. Statisch ist dabei in Vertikalrichtung die Zusammensetzung der radbezogenen Kraft-Weg-Hysterese entlang der kinematischen Einfederbewegung von Bedeutung. Diese ist vorwiegend durch Feder- und Reibungskräfte der einzelnen Komponenten geprägt. Dynamisch sind weiterhin Dämpfer und Domlager von wesentlicher Bedeutung, während die aus den Gummilagern resultierenden Dämpfungen für die Vertikalrichtung nur eine untergeordnete Rolle spielen. In Längsrichtung ist das Systemverhalten grundsätzlich vergleichbar, jedoch stehen in dem Fall vorwiegend die Steifigkeits-, Reibungs- und Dämpfungseigenschaften der Gummilager im Vordergrund.

Um verallgemeinerte Eigenschaften für die Aggregat-, Hilfsrahmen- und Differenziallagerungen ableiten zu können, werden deren Übertragungsmatrizen insbesondere hinsichtlich Symmetrien und Wechselwirkungen in den unterschiedlichen Freiheitsgraden untersucht. Die Motorlagerung ist dabei aufgrund der verwendeten Hydrolager teilweise asymmetrisch, während die Hilfsrahmen- und Differenziallagerungen als nahezu symmetrisch angesehen werden können.

Die Subsystemmethodik ist maßgeblich durch einen neu entwickelten Gesamtfahrzeugmodellansatz geprägt, welcher im Gegensatz zu konventionellen Mehrkörper-Modellen die Simulation objektiver Fahrkomforteigenschaften auf Basis von Subsystemeigenschaften ermöglicht. Das Fahrwerk wird dahingehend mit Hilfe von einer konzeptunabhängigen Kinematik und Elastokinematik modelliert. Aggregat-, Hilfsrahmen- und Differenziallagerung werden wiederum mit Hilfe einer allgemeingültigen Methode zur Abbildung elastisch gelagerter Subsysteme beschrieben. Die Parameterauswahl richtet sich nach Abbildungsgenauigkeit, Parametrierbarkeit und Verständlichkeit in der Prozessanwendung.

Die Parametrierung des Modellansatzes erfolgt teilweise auf Basis von bereits konventionell eingesetzten Prüfständen, wie statischen Achsprüfständen oder Reifenprüfständen. Weiterhin wird jedoch aufgezeigt, dass zur vollständigen Bedienung des Subsystemmodells dynamische Achsprüfstände und Gesamtfahrzeugtests verwendet werden können.

Die Einordnung der Methodik im Prozess orientiert sich an der Eigenschaftsableitung ausgehend von der Gesamtfahrzeugebene. Zunächst wird ein Beispiel aus der Wettbewerbsanalyse vorgestellt, in der aufgezeigt wird, inwiefern unterschiedliche Längsbeschleunigungen bei einer Hindernisüberfahrt durch zwei Wettbewerbfahrzeuge auf unterschiedliche Subsystemeigenschaften zurückzuführen sind. Anschließend werden die Abhängigkeiten zwischen Gesamtfahrzeugkennwerten und Subsystemeigenschaften erläutert. Weiterhin wird das Vorgehen zur Ableitung von Komponenten- aus Subsystemeigenschaften aufgezeigt.

Auf Basis der vorgestellten Methodik lässt sich zukünftig ein strukturierter durchgängiger Entwicklungsprozess im Fahrkomfort definieren, welcher eine auf Gesamtfahrzeug-Zielwerten basierte, effiziente Ableitung von Fahrzeugeigenschaften ermöglicht.





ABSTRACT





For defining an efficient automotive development process a structured sequence of processes has to be defined, which allows for the determination of vehicle properties in early phases. On basis of the given literature it is shown, that the corresponding process is more advanced in driving dynamics than in ride comfort. This can be substantially attributed to a missing subsystem level in the property derivation process of ride comfort, which is realised in driving dynamics by the utilization of concept independent nonlinear single- and two-track-models.

The introduced ride comfort subsystem methodology ist basically characterised by a model, the corresponding parametrisation and the implementation within the development process. Operating as a basis for the methodology, first of all relevant vehicle subsystems are analysed. In this context suspension, engine, subframe and the differential of a reference vehicle are investigated. By comprehension of the corresponding dynamic behaviour of the system generally applicable, concept independent relations are derived.

The suspensions are excited in vertical and longitudinal direction on a dynamic axle test rig and the system responses are analysed. Under static conditions the force-displacement-hysteresis along the kinematic wheel travel is of main importance in vertical direction, which is predominantly characterised by spring and friction forces of the individual components. Under dynamic conditions furthermore damper and damper top mount become significant, while the damping of the elastomers can be neglected in vertical direction. In longitudinal direction the system behaviour is basically comparable, though the stiffness, friction and damping properties of the elastomers are most important.

For receiving generalised properties of the engine, subframe and differential mountings, their transfer matrices are especially investigated concerning symmetries and interdependencies in the different degrees of freedom. Thereby the engine mounting is partially asymmetric due to the usage of hydraulic damped elastomers, while the subframe and differential mountings can be considered as nearly symmetric.

The subsystem methodology is significantly characterised by the development of a new full vehicle modeling approach, which compared to conventional multi body simulation models allows for the simulation of objective ride comfort characteristics on basis of subsystem properties. The suspension is thereby modelled with concept independent kinematics and elasto-kinematics. Engine, subframe and differential mountings are modelled with a method for reproducing the behaviour of elasto-kinematically mounted subsystems. The used parameters are chosen on basis of reproduction accuracy, ability for parametrisation and comprehensibility in the process application.

The parametrisation of the modelling approach is partially based on conventionally used test rigs, like static axle test rigs or tyre test rigs. Furthermore it is shown, that for the complete parametrisation of the subsystem model dynamic axle test rigs and full vehicle tests can be used.

The implementation of the methodology in the process is oriented on the property derivation process beginning on full vehicle level. Initially an example of the competition analysis is presented, in which is demonstrated, to what extent different longitudinal accelerations occuring when an obstacle is passed by two competitors can be lead back to differences in their subsystem properties. Subsequently, the dependencies between full vehicle and subsystem properties are shown on a general basis. Furthermore the procedure for deriving component from subsystem properties is illustrated.

On basis of the depicted methodology in a future prospect a structured integrated development process can be defined for ride comfort, which allows for an efficient derivation of vehicle properties based on full vehicle targets.





INHALTSVERZEICHNIS





Danksagung	III
Kurzfassung	VII
Abstract	XI
Nomenklatur	XXI
1. Einführung	1
1.1. Motivation	3
1.2. Zielstellung und Struktur der Arbeit	3
1.3. Eingrenzung der Aufgabenstellung	5
1.4. Begriffsdefinitionen	6
2. Wissenschaftliche Grundlagen	7
2.1. Automobiler Entwicklungsprozess	9
2.1.1. Entwicklungsprozess der Fahrdynamik	11
2.1.2. Entwicklungsprozess des Fahrkomforts	13
2.2. Fahrkomfort auf Gesamtfahrzeugebene	14
2.2.1. Definition charakteristischer Schwingungsphänomene	14
2.2.2. Bewertungsmethoden	16
2.3. Analyse und Modellierung dynamischer Systeme	18
2.3.1. Kennwerte für Übertragungseigenschaften	18
2.3.2. Mechanische Ersatzmodelle	20
2.3.3. Modellansätze zur Abbildung von Reibungseffekten	23
2.4. Stand der Forschung zu Eigenschaften von Subsystemen	24
2.4.1. Aufbauschwingungsverhalten	24
2.4.2. Fahrwerkseigenschaften	26
2.4.3. Rad/Reifengefederte Masse mit Reifen	34
2.4.4. Aggregat	38
2.4.5. Hilfsrahmen und Differenzial	43
2.4.6. Weitere Subsysteme	44
2.5. Abstrakte Modellansätze zur Abbildung des Schwingungskomforts auf Gesamtfahrzeugebene	46
2.6. Zusammenfassung des Stands der Forschung und Diskussion hinsichtlich der Zielvorstellung	47
3. Methodische Mittel zur Ableitung der Subsystemmethodik	49
3.1. Effiziente Identifikation des frequenzabhängigen Übertragungsverhaltens von Systemen	51
3.2. Versuchstechnik	55
3.2.1. Referenzfahrzeug	55
3.2.2. Kinematics and Compliance Prüfstand	56
3.2.3. Dynamischer Achsprüfstand	57
3.2.4. Dynamischer Kinematics and Compliance Prüfstand	60
3.3. Methode der Analyse und Abstraktion von Subsystemen	61
3.3.1. Definition der Subsystem-Blackbox und Übertragungsmatrix	61
3.3.2. Analyse und Modifikation der Übertragungsmatrix	63
4. Charakterisierung der Übertragungseigenschaften von Subsystemen	65
4.1. Einfluss von Subsystemen auf das Gesamtfahrzeug	67



4.2. Fahrwerk mit starr angebundenem Hilfsrahmen	69
4.2.1. Definition kinematischer, elastokinematischer und dynamischer Fahrwerkseigenschaften auf Basis einer Subsystem-Übertragungs- matrix	70
4.2.2. Statische elastische Eigenschaften	77
4.2.3. Nichtlineare statische Reibungseffekte	79
4.2.4. Dynamische Eigenschaften	82
4.3. Fahrwerk mit elastisch gelagertem Hilfsrahmen und Differenzial	86
4.3.1. Statische elastische Eigenschaften	86
4.3.2. Nichtlineare statische Reibungseffekte	90
4.3.3. Dynamische Eigenschaften	93
4.4. Aggregat	96
4.4.1. Schwingverhalten ohne Berücksichtigung von Hydrolagern	96
4.4.2. Schwingverhalten unter Berücksichtigung von Hydrolagern	97
4.5. Diskussion der Subsystemeigenschaften	100
5. Erstellung eines Konzeptmodells auf Subsystemebene	103
5.1. Kriterien zur Auswahl von Subsystemkennwerten	107
5.2. Allgemeingültiger nichtlinearer Abstraktionsansatz für Subsysteme	108
5.2.1. Formulierung mittels elastischer Drehpole	108
5.2.2. Vereinfachungen durch symmetrische Systeme	110
5.2.3. Diskussion des Ansatzes	112
5.3. Subsystemmodellierung des Fahrwerks	113
5.3.1. Modellierung des vertikalen Übertragungspfades	114
5.3.2. Modellierung der Fahrwerkskinematik	116
5.3.3. Modellierung der Fahrwerkselastokinematik	118
5.3.4. Modellierung der Fahrwerksreibung	120
5.3.5. Validierung des Subsystemansatzes auf Achsebene	123
5.4. Subsystemmodellierung der Hilfsrahmen- und Differenziallagerung	124
5.5. Subsystemmodellierung der Aggregatlagerung	126
5.6. Zusammenfassung und Diskussion zur Modellierung unter Verwendung von Subsystemparametern	127
6. Parametrierungskonzept	129
6.1. Übersicht über Parametrierungsverfahren	131
6.2. Parametrierung von Fahrwerkseigenschaften	133
6.2.1. Statische Fahrwerkseigenschaften	133
6.2.2. Dynamische Fahrwerkseigenschaften	136
6.3. Parametrierung von Eigenschaften der Hilfsrahmen- und Differenziallagerung	139
6.3.1. Parametrierung statischer Eigenschaften der Hilfsrahmenlagerung .	139
6.3.2. Parametrierung dynamischer Eigenschaften der Hilfsrahmen- und Differenziallagerung	143
6.4. Parametrierung der Aggregatlagerung	145
6.5. Diskussion zum Stand des Parametrierungsvorgehens	148
7. Prozessdefinition mit Integration der Subsystemmethodik	149
7.1. Abhängigkeit des Fahrzeugschwingungsverhaltens von Subsystemparametern	152
7.1.1. Einfluss der Fahrwerkslängssteifigkeit	152
7.1.2. Einfluss des Fahrwerksschrägfederungswinkels	153
7.1.3. Einfluss der Fahrwerksreibung	155
7.2. Wettbewerbsanalyse auf Gesamtfahrzeugebene	163



7.3. Ableitungsprozess von Gesamtfahrzeug- zu Subsystemeigenschaften	167
7.3.1. Einfluss von Subsystemparametern auf niederfrequente Aufbau- schwingungen	171
7.3.2. Einfluss von Subsystemparametern auf das Fahrzeugstuckern	173
7.3.3. Einfluss von Subsystemparametern auf das Schwingungsverhalten bei Kantenüberfahrt	174
7.3.4. Zusammenfassung der Ergebnisse und Handlungsableitung	175
7.4. Ableitungsprozess von Subsystem- zu Komponenteneigenschaften	176
7.4.1. Elastische Lagerungen	176
7.4.2. Fahrwerkskonzepte	179
8. Zusammenfassung und Ausblick	181
Literaturverzeichnis	XXXIII
Abkürzungsverzeichnis	XLIX
A. Anhang	LXIII
A.1. Translation von Steifigkeitsmatrizen	LXV
A.2. Reproduzierbarkeit der Reibungsmessungen	LXVI
A.3. Dynamische Reibungseffekte	LXVII
A.4. Kräfte- und Momentengleichgewichte für wechselseitige Längsanregun- gen im Radmittel- und Radaufstandspunkt bei elastisch gelagertem Hilfs- rahmen	LXVIII





NOMENKLATUR





ALLGEMEINE SCHREIBWEISE

Größe	Schreibweise	Beispiele
Skalar	kleiner oder großer Buchstabe	h, A, α
Vektor	Vektorpfeil über Buchstabe	\vec{F}
Matrix	fett gedruckter großer Buchstabe	C
Komplexe Größe	unterstrichener Buchstabe	\underline{H}

FORMELZEICHENVERZEICHNIS

Formelzeichen	Einheit	Bedeutung
A	-	Bezugspunkt für die Matrixtransformation
A	differierend	Steifigkeitsmatrix der Hilfsrahmenlagerung für den wechselseitigen Versuch
a	$\frac{m}{s^2}$	Beschleunigung
\underline{a}	$\frac{m}{s^2}$	Beschleunigung im Frequenzbereich
\hat{a}	$\frac{m}{s^2}$	Amplitude der Beschleunigung
a_H	differierend	Realteil einer Übertragungsfunktion
a_{HReib}	$\frac{N}{m}$	Realteil der Längsreibung
a_{ij}	-	Übersetzung zwischen zwei Bewegungskoodinaten
\underline{a}_{uDiff}	$\frac{m}{s^2}$	Beschleunigung des Differenzials
\underline{a}_{uHR}	$\frac{m}{s^2}$	Beschleunigung des Hilfsrahmens
\underline{a}_{uRT}	$\frac{m}{s^2}$	Beschleunigung des Radträgers
a_w	$\frac{m}{s^2}$	Frequenzbewertete zeitabhängige Beschleunigung
a_{wT}	$\frac{m}{s^2}$	Quadratischer Mittelwert der frequenzbewerteten zeitabhängigen Beschleunigung
B	-	Bezugspunkt für die Matrixtransformation
b	$\frac{Ns}{m}$	Anstieg der Rampe im Übergangsbereich des Coulombschen Reibelements
b_H	differierend	Imaginärteil einer Übertragungsfunktion
b_{HReib}	$\frac{N}{m}$	Imaginärteil der Längsreibung
C_{1t}	-	Skalierungsfaktor für Höhe und Winkel der effektiven Reifenkontaktfläche
C_{2t}	-	Skalierungsfaktor für den Winkel der effektiven Reifenkontaktfläche
C_{Eij}	differierend	Komponenten der Steifigkeitsmatrix für die Längs- und Spinelastokinematik
C_{EijKP}	differierend	Komponenten der Steifigkeitsmatrix für die Längs- und Spinelastokinematik an den kinematischen Polen



C_{ij}	differierend	Komponenten einer Steifigkeitsmatrix
\mathbf{C}	differierend	Steifigkeitsmatrix
\mathbf{C}_A	differierend	Steifigkeitsmatrix im Bezugspunkt A
\mathbf{C}_B	differierend	Steifigkeitsmatrix im Bezugspunkt B
\mathbf{C}_{E_k, x, r_y}	differierend	Steifigkeitsmatrix für die Längs- und Spinelastokinematik
\mathbf{C}_F	differierend	Steifigkeitsmatrix des Fahrwerksystems
\mathbf{C}_{H, RM_m}	differierend	Steifigkeitsmatrix der Hilfsrahmenlagerung in der Mitte zwischen den Radmittelpunkten
\mathbf{C}_i	differierend	Steifigkeitsmatrix eines Lagers
\mathbf{C}_M	differierend	Steifigkeitsmatrix der Aggregatelagerung
\mathbf{C}_{M1}	differierend	Teil der Steifigkeitsmatrix der Aggregatelagerung für die Kopplung von x , z und r_y
\mathbf{C}_{M2}	differierend	Teil der Steifigkeitsmatrix der Aggregatelagerung für die Kopplung von y , r_x und r_z
\mathbf{C}_r	differierend	Modale Steifigkeitsmatrix
c	$\frac{N}{m}$	Konstante der elastischen Steifigkeit
c_{Diff}	$\frac{N}{m}$	Steifigkeit der Differenziallagerung
c_{DO}	$\frac{N}{m}$	Domlagersteifigkeit
c_{Dv}	$\frac{N}{m}$	Steifigkeit des Dämpferlagers an der Vorderachse
\underline{c}_{dyn_Diff}	$\frac{N}{m}$	Dynamische Steifigkeit der Differenziallagerung
\underline{c}_{dyn_F}	$\frac{N}{m}$	Dynamische Steifigkeit des Fahrwerks
\underline{c}_{dyn_ges}	$\frac{N}{m}$	Dynamische Steifigkeit des Verbunds von Fahrwerk und Hilfsrahmenlagerung
\underline{c}_{dyn_HR}	$\frac{N}{m}$	Dynamische Steifigkeit der Hilfsrahmenlagerung
c_F	$\frac{N}{m}$	Fahrwerksfedersteifigkeit
c_{FI}	$\frac{N}{m}$	Fluidfedersteifigkeit
c_{Flx}	$\frac{N}{m}$	Fluidfedersteifigkeit in Longitudinalrichtung
c_G	$\frac{N}{m}$	Steifigkeit des Gummitragkörpers
c_i	$\frac{N}{m}$	Federsteifigkeit eines Lagers
c_l	$\frac{N}{m}$	Lineare Längssteifigkeit des Fahrwerks
c_R	$\frac{N}{m}$	Reifenvertikalfedersteifigkeit
c_{r_x}	$\frac{Nm}{rad}$	Wankfedersteifigkeit
c_{r_x, r_z_EDP}	$\frac{Nm}{rad}$	Gekoppelte Wank- und Gierfedersteifigkeit im <i>EDP</i>
$c_{r_x_EDP}$	$\frac{Nm}{rad}$	Wankfedersteifigkeit im <i>EDP</i>
$c_{r_y_EDP}$	$\frac{Nm}{rad}$	Nickfedersteifigkeit im <i>EDP</i>
c_{r_y}	$\frac{Nm}{rad}$	Nickfedersteifigkeit
c_{r_yM}	$\frac{Nm}{rad}$	Nickfedersteifigkeit der Aggregatelagerung
c_{r_z}	$\frac{Nm}{rad}$	Gierfedersteifigkeit
$c_{r_z_EDP}$	$\frac{Nm}{rad}$	Gierfedersteifigkeit im <i>EDP</i>
c_{Sp}	$\frac{Nm}{rad}$	Spinsteifigkeit des Fahrwerks
c_{ws}	$\frac{N}{m}$	Wechselseitige Federsteifigkeit des Fahrwerks
c_x	$\frac{N}{m}$	Longitudinalsteifigkeit



C_{xF}	$\frac{N}{B}$	Gesamte Longitudinalsteifigkeit des Fahrwerks
C_{xHh}	$\frac{N}{B}$	Längssteifigkeit der Hilfsrahmenlagerung an der Hinterachse
C_{xv}	$\frac{N}{B}$	Längssteifigkeit der Achsmatrix der Vorderachse
C_{xvn}	$\frac{N}{B}$	Nichtlinearer Anteil der Längssteifigkeit der Vorderachse
C_{x_EDP}	$\frac{N}{B}$	Longitudinalfedersteifigkeit im <i>EDP</i>
C_y	$\frac{N}{B}$	Lateralsteifigkeit
C_{yi}	$\frac{N}{B}$	Quersteifigkeit eines Lagers
C_{y_EDPy}	$\frac{N}{B}$	Lateralfedersteifigkeit im <i>EDPy</i>
C_z	$\frac{N}{B}$	Vertikalsteifigkeit
C_{zF}	$\frac{N}{B}$	Vertikalsteifigkeit des Fahrwerks
C_{zi}	$\frac{N}{B}$	Vertikalsteifigkeit eines Lagers
C_{zh}	$\frac{N}{B}$	Vertikalsteifigkeit der Hinterachse
C_{zv}	$\frac{N}{B}$	Vertikalsteifigkeit der Vorderachse
C_{z_EDP}	$\frac{N}{B}$	Vertikalfedersteifigkeit im <i>EDP</i>
D	-	Dämpfungsgrad
$D(\omega)$	-	Frequenzabhängiger Dämpfungsgrad
d_o	differierend	Fehler bzw. Optimierungskriterium
d_p	-	Relative Abweichung von zwei Übertragungsfunktionen
e	-	eulersche Zahl
e_u	-	Einheitsvektor, welcher in der zur jeweiligen Raumrichtung u gehörenden Zeile mit 1 besetzt ist
e_x	-	Einheitsvektor, welcher in der ersten, zur Raumrichtung x gehörenden, Zeile mit 1 besetzt ist
\underline{F}_A	N	Kraft am Aufbau im Frequenzbereich
F_{gs}	N	Gleichseitige Kraft im Fahrwerk
F_h	N	Coulombsches Reibungskraftniveau
F_{hv}	N	Vertikalreibniveau an der Vorderachse
F_{Mess_i}	N	Gemessene Kraft im Punkt i
F_{Reib}	N	Reibungskraft
F_{Sim_i}	N	Simulierte Kraft im Punkt i
$F_t(\omega)$	differierend	Frequenzabhängige Funktion
F_u	N	Kraft des Hydrolagers
\underline{F}_u	N	Kraft des Hydrolagers im Frequenzbereich
F_{ws}	N	Wechselseitige Kraft zwischen linkem und rechtem Rad
F_{wsg}	N	Vertikalkraft bei wechselseitigem Einfederungsversuch
F_x	N	Longitudinalkraft
F_{xA}	N	Longitudinalkraft am Aufbau
F_{xReib}	N	Longitudinale Reibungskraft im Fahrwerk



F_{x_RM}	N	Longitudinalkraft im Radmittelpunkt
F_{x_RTRAP}	N	Longitudinalkraft im radträgerseitigen Radaufstandspunkt
$F_{x_RAP_m}$	N	Longitudinalkraft in der Mitte zwischen den Radaufstandspunkten
$F_{x_RM_l}$	N	Longitudinalkraft im Radmittelpunkt des linken Rades
$F_{x_RM_m}$	N	Longitudinalkraft in der Mitte zwischen den Radmittelpunkten
$F_{x_RM_r}$	N	Longitudinalkraft im Radmittelpunkt des rechten Rades
F_y	N	Lateralkraft
F_{yv}	N	Lateralkraft am vorderen Lagerpunkt
F_{yh}	N	Lateralkraft am hinteren Lagerpunkt
$F_{y_RAP_m}$	N	Lateralkraft in der Mitte zwischen den Radaufstandspunkten
$F_{y_RM_l}$	N	Lateralkraft im Radmittelpunkt des linken Rades
$F_{y_RM_m}$	N	Lateralkraft in der Mitte zwischen den Radmittelpunkten
$F_{y_RM_r}$	N	Lateralkraft im Radmittelpunkt des rechten Rades
F_z	N	Vertikalkraft
F_{zA}	N	Vertikalkraft am Aufbau
F_{zgs}	N	Vertikalkraft bei gleichzeitigem Einfederungsversuch
\underline{F}_{zi}	N	Vertikalkraft an einem Lager i im Frequenzbereich
F_{zReib}	N	Vertikalreibungskraft am Aufbau
F_{z_RT}	N	Vertikalkraft an der reifengefederten Masse
$F_{z_RAP_m}$	N	Vertikalkraft in der Mitte zwischen den Radaufstandspunkten
$F_{z_RM_l}$	N	Vertikalkraft im Radmittelpunkt des linken Rades
$F_{z_RM_m}$	N	Vertikalkraft in der Mitte zwischen den Radmittelpunkten
$F_{z_RM_r}$	N	Vertikalkraft im Radmittelpunkt des rechten Rades
\vec{F}	differierend	Kraftvektor
\vec{F}_A	differierend	Vektor der Aufbaukräfte
$\underline{\vec{F}}_A$	differierend	Vektor der Aufbaukräfte im Frequenzbereich
\vec{F}_F	differierend	Vektor der Fahrwerkskräfte
$\underline{\vec{F}}_F$	differierend	Vektor der Fahrwerkskräfte im Frequenzbereich
\vec{F}_{PA}	differierend	Kraftvektor im Punkt A
\vec{F}_{PB}	differierend	Kraftvektor im Punkt B
\vec{F}_{RAP_m}	differierend	Kraftvektor in der Mitte zwischen den Radaufstandspunkten
\vec{F}_{RM_m}	differierend	Kraftvektor in der Mitte zwischen den Radmittelpunkten
\vec{F}_{RT}	differierend	Kraftvektor der reifengefederten Massen



\vec{E}_{RT}	differierend	Kraftvektor der reifengefeder- ten Massen im Frequenzbereich
f	Hz	Frequenz
f_0	Hz	Startfrequenz
f_{Anr}	Hz	Anregungsfrequenz
f_e	Hz	Endfrequenz
$f_t(t)$	differierend	Zeitabhängige Funktion
f_{nlin}	Hz	Frequenzen höherer Ordnung
\underline{G}	differierend	Übertragungsfunktion
\underline{G}_{Diff}	$\frac{m}{m}$	Übertragungsfunktion der Diffe- renzial- zur Radträgerbewegung
\underline{G}_{HR}	$\frac{m}{m}$	Übertragungsfunktion der Hilfs- rahmen- zur Radträgerbewegung
\underline{H}	differierend	Übertragungsfunktion
\hat{H}	differierend	Amplitude einer Übertragungsfunktion
\underline{H}_D	differierend	Differenz-Übertragungsfunktion
\underline{H}_{Fij}	differierend	Komponenten der Übertra- gungsmatrix des Fahrwerks
\underline{H}_{ij}	differierend	Komponenten einer Übertragungsmatrix
\hat{H}_{Max}	$\frac{N}{m}$	Übertragungsfunktion eines Maxwell-Elements
\hat{H}_{Mess}	differierend	Aus Messung identifizierte Ampli- tude einer Übertragungsfunktion
\underline{H}_R	$\frac{N}{m}$	Übertragungsfunktion der Reibung
\hat{H}_{Sim}	differierend	Aus Simulation identifizierte Ampli- tude einer Übertragungsfunktion
\underline{H}_{Step}	differierend	Aus einem Step-Sinus identi- fizierte Übertragungsfunktion
\underline{H}_{Sweep}	differierend	Aus einem Sweep identi- fizierte Übertragungsfunktion
\underline{H}_x	$\frac{N}{m}$	Übertragungsmatrix des Fahr- werks in Longitudinalrichtung
\underline{H}_{zzi}	$\frac{N}{m}$	Dynamische Lagersteifigkeit eines Lagers i
\underline{H}	differierend	Übertragungsmatrix eines Systems
\underline{H}_F	differierend	Übertragungsmatrix des Fahrwerks
\underline{H}_{ij}	differierend	Übertragungsmatrix zwischen zwei Komponenten i und j
\underline{H}_M	differierend	Übertragungsmatrix der Aggregatelage- rung
\underline{H}_{Sub}	differierend	Übertragungsmatrix eines Subsystems
h	m	Anregungsweg
\underline{h}	m	Anregungsweg im Frequenzbereich
I_u	kgm^2	Massenträgheitsmoment um die Achse u
I_{xA}	kgm^2	Wankträgheitsmoment Aufbau
I_{xx}	kgm^2	Massenträgheitsmoment um die x -Achse
I_{yA}	kgm^2	Nickträgheitsmoment Aufbau



I_{yy}	kgm^2	Massenträgheitsmoment um die y -Achse
I_{zA}	kgm^2	Gierträgheitsmoment Aufbau
I_{zz}	kgm^2	Massenträgheitsmoment um die z -Achse
i	-	Imaginäre Zahl oder Zählvariable
i_D	-	Formfaktor der Hysterese der Dahl-Reibung
j	-	Zählvariable oder Raumrichtung
K_{ij}	differierend	Komponenten einer Dämpfungsmatrix
\mathbf{K}	differierend	Dämpfungsmatrix
\mathbf{K}_F	differierend	Dämpfungsmatrix des Fahrwerksystems
k	$\frac{\text{Ns}}{\text{m}}$	Konstante der viskosen Dämpfung bzw. Dämpfungsbeiwert
k_{Diff}	$\frac{\text{Ns}}{\text{m}}$	Dämpfungskonstante der Differenziallagerung
k_F	$\frac{\text{Ns}}{\text{m}}$	Fahrwerksdämpfungskonstante oder -beiwert
k_{Fl}	$\frac{\text{Ns}}{\text{m}}$	Konstante der hydraulischen Dämpfung
k_{Flx}	$\frac{\text{Ns}}{\text{m}}$	Konstante der hydraulischen Dämpfung in Longitudinalrichtung
k_G	$\frac{\text{Ns}}{\text{m}}$	Konstante der viskosen Dämpfung des Gummitragkörpers
k_{ij}	differierend	Dämpfungskonstante des Lagers i in der Raumrichtung j
k_{ND}	$\frac{\text{Ns}}{\text{m}}$	Radbezogene Nebendämpfungsrate
k_{ND_i}	$\frac{\text{Ns}}{\text{m}}$	Anteil des Lagers i an der Nebendämpfungsrate
$k_{\text{ND}_{ij}}$	$\frac{\text{Ns}}{\text{m}}$	Anteil des Lagers i in der Raumrichtung j an der Nebendämpfungsrate
k_{r_x}	$\frac{\text{Nms}}{\text{rad}}$	Wankdämpfung
k_{r_y}	$\frac{\text{Nms}}{\text{rad}}$	Nickdämpfung
k_{r_z}	$\frac{\text{Nms}}{\text{rad}}$	Gierdämpfung
k_x	$\frac{\text{Ns}}{\text{m}}$	Longitudinaldämpfung
k_{xF}	$\frac{\text{Ns}}{\text{m}}$	Longitudinaldämpfung des Fahrwerks
k_{xv}	$\frac{\text{Ns}}{\text{m}}$	Longitudinaldämpfung der Achsmatrix der Vorderachse
k_y	$\frac{\text{Ns}}{\text{m}}$	Lateraldämpfung
k_z	$\frac{\text{Ns}}{\text{m}}$	Vertikaldämpfung
k_{zF}	$\frac{\text{Ns}}{\text{m}}$	Vertikaldämpfung des Fahrwerks
k_{zh}	$\frac{\text{Ns}}{\text{m}}$	Vertikale Dämpfungskonstante der Hinterachse
k_{zv}	$\frac{\text{Ns}}{\text{m}}$	Vertikale Dämpfungskonstante der Vorderachse
\mathbf{L}_i	differierend	Steifigkeits- oder Dämpfungsmatrix eines Lagers
l_{Fzg}	m	Radstand
l_r	m	Radradius
l_x	m	Longitudinaler Abstand zwischen zwei Punkten
l_{x_RAP}	m	x -Komponente des Abstandsvektors $\vec{l}_{\text{EDP_RAPm}}$
l_y	m	Lateraler Abstand zwischen zwei Punkten
l_{y_RAP}	m	y -Komponente des Abstandsvektors $\vec{l}_{\text{EDP_RAPm}}$



l_z	m	Vertikaler Abstand zwischen zwei Punkten
l_{z_RAP}	m	z-Komponente des Abstandsvektors \vec{l}_{EDP_RAPm}
\vec{l}	m	Abstandsvektor
\vec{l}_{EDP_EDPy}	m	Abstandsvektor zwischen EDP_{xz} und $EDPy$
\vec{l}_{EDP_RAPm}	m	Abstandsvektor zwischen EDP_{xz} und $RAPm$
\vec{l}_{EDP_RMm}	m	Abstandsvektor zwischen EDP_{xz} und RMm
M_x	Nm	Wankmoment
M_{x_RAP}	Nm	Wankmoment in der Mitte zwischen den Radaufstandspunkten
M_{x_RMm}	Nm	Wankmoment in der Mitte zwischen den Radmittelpunkten
M_y	Nm	Nickmoment
M_{y_RAP}	Nm	Nickmoment in der Mitte zwischen den Radaufstandspunkten
M_{y_RM}	Nm	Spinmoment im Radmittelpunkt
M_{y_RMm}	Nm	Nickmoment in der Mitte zwischen den Radmittelpunkten
M_{y_RTRAP}	Nm	Spinmoment im radträgerseitigen Radaufstandspunkt
M_z	Nm	Giermoment
M_{z_RAP}	Nm	Giermoment in der Mitte zwischen den Radaufstandspunkten
M_{z_RMm}	Nm	Giermoment in der Mitte zwischen den Radmittelpunkten
\mathbf{M}_{RT}	differierend	Massenmatrix der reifengefederten Masse
m	kg	Masse
m_A	kg	Aufbaumasse
m_{Diff}	kg	Differenzialmasse
m_{Fl}	kg	Fluidmasse
m_{Flx}	kg	Fluidmasse für die Längsrichtung
m_{HR}	kg	Hilfsrahmenmasse
m_M	kg	Aggregatmasse
m_R	kg	Reifengefederte Masse
m_{Rh}	kg	Reifengefederte Masse der Hinterachse
m_{Rv}	kg	Reifengefederte Masse der Vorderachse
m_S	kg	Frei schwingbare Masse
N	-	Anzahl von Elementen, Punkten oder Lagern
\mathbf{N}	differierend	Nachgiebigkeitsmatrix
\vec{o}	differierend	Vektor mit Subsystemeigenschaften des Fahrwerks, welche aus Komponenteneigenschaften berechnet werden
P	-	Momentanpol
ρ	s	Anzahl der Schwingungen pro Frequenzänderung eines log. Sweeps



q	-	Zählvariable
r	differierend	Amplitude einer Übertragungsfunktion
r_x	rad oder °	Drehwinkel um die x -Achse
r_{x_RT}	rad oder °	Drehwinkel der Radmasse um die x -Achse
r_y	rad oder °	Drehwinkel um die y -Achse
r_{y_RT}	rad oder °	Drehwinkel der Radmasse um die y -Achse
r_z	rad oder °	Drehwinkel um die z -Achse
r_{z_RT}	rad oder °	Drehwinkel der Radmasse um die z -Achse
S	differierend	Steifigkeits- oder Dämpfungsmatrix eines elastisch gelagerten Subsystems
s	Hz	Komplexer Frequenzparameter
s_h	m	Spurweite
T	s	Festgelegtes Zeitfenster
t	s	Zeit
U_h	-	Dämpferübersetzung an der Hinterachse
u	m	Variable für Lagekoordinate x , y oder z
\underline{u}_{Diff}	m	Weg am Differenzial in der Richtung u
u_{EDA}	m	Lagekoordinate einer <i>EDA</i>
\underline{u}_{HR}	m	Weg am Hilfsrahmen in der Richtung u
u_j	m	Lagekoordinate eines Lagers
u_M	m	Bewegung der Fluidmasse
\underline{u}_M	m	Bewegung der Fluidmasse im Frequenzbereich
u_{Mess_i}	m	Gemessener Weg im Punkt i
\underline{u}_{RT}	m	Weg am Radträger in der Richtung u
u_{Sim_i}	m	Simulierter Weg im Punkt i
\mathbf{V}_1	differierend	Transformationsmatrix 1 für Matrixtranslation
\mathbf{V}_2	differierend	Transformationsmatrix 2 für Matrixtranslation
v	$\frac{m}{s}$	Geschwindigkeit
\vec{v}_A	$\frac{m}{s}$	Geschwindigkeitsvektor im Punkt A
\vec{v}_B	$\frac{m}{s}$	Geschwindigkeitsvektor im Punkt B
\vec{v}_F	differierend	Vektor der Subsystemparameter des Fahrwerks
x	m	Longitudinalweg oder Deformation
x_{EDPxz}	m	Longitudinalkoordinate des EDP_{xz}
x_{EDPy}	m	Longitudinalkoordinate des EDP_y
x_{EM}	m	Longitudinalkoordinate des EDP_{xz} der Aggregatelagerung
x_h	m	Longitudinaler Abstand zwischen hinterem Lager und EDP
x_{H_RAP}	m	Hilfsrahmenlongitudinalbewegung in der Mitte zwischen den Radaufstandspunkten
x_{H_RM}	m	Hilfsrahmenlongitudinalbewegung in der Mitte zwischen den Radmittelpunkten
x_{RM}	m	Longitudinaleinfederung im Radmittelpunkt

XXX



x_{RT}	m	Longitudinaleinfederung einer Radseite
x_{RTRAP}	m	Longitudinaleinfederung im radträgerseitigen Radaufstandspunkt
x_v	m	Longitudinaler Abstand zwischen vorderem Lager und <i>EDP</i>
\vec{x}	differierend	Bewegungsvektor
$\dot{\vec{x}}$	differierend	Geschwindigkeitsvektor
$\ddot{\vec{x}}$	differierend	Beschleunigungsvektor
\vec{x}_A	differierend	Bewegungsvektor des Aufbaus
\vec{x}_A	differierend	Bewegungsvektor des Aufbaus im Frequenzbereich
\vec{x}_{PA}	differierend	Bewegungsvektor im Punkt A
\vec{x}_{PB}	differierend	Bewegungsvektor im Punkt B
\vec{x}_{H_RMm}	differierend	Vektor der Hilfsrahmenbewegung in der Mitte zwischen den Radmittelpunkten
\vec{x}_{RT}	differierend	Bewegungsvektor des Radträgers
\vec{x}_{RT}	differierend	Bewegungsvektor des Radträgers im Frequenzbereich
$\dot{\vec{x}}_{RT}$	differierend	Geschwindigkeitsvektor des Radträgers
$\ddot{\vec{x}}_{RT}$	differierend	Beschleunigungsvektor des Radträgers
y	m	Lateralweg
y_{H_RAP}	m	Hilfsrahmenlateralbewegung in der Mitte zwischen den Radaufstandspunkten
y_{H_RM}	m	Hilfsrahmenlateralbewegung in der Mitte zwischen den Radmittelpunkten
y_M	m	Lateralkoordinate des Aggregatschwerpunkts
Z	–	Anzahl von Schwingungen
z	m	Vertikalweg
\hat{z}	m	Amplitude des Vertikalweges
z	m	Vertikalweg im Frequenzbereich
\ddot{z}_{2h}	$\frac{m}{s^2}$	Vertikalbeschleunigung über der Hinterachse
\ddot{z}_{2v}	$\frac{m}{s^2}$	Vertikalbeschleunigung über der Vorderachse
z_{AGGi}	m	Vertikalweg des Aggregats im Punkt <i>i</i>
z_{AGLi}	m	Vertikaldeformation der Aggregatelagerung im Punkt <i>i</i>
z_{Ai}	m	Vertikalweg des Aufbaus im Punkt <i>i</i>
z_{EDPxz}	m	Vertikalkoordinate des <i>EDP</i> _{xz}
z_{EDPy}	m	Vertikalkoordinate des <i>EDP</i> _y
z_{geg}	m	Vertikaleinfederung der gegenüberliegenden Radseite
z_h	m	Vertikaler Abstand zwischen hinterem Lager und <i>EDP</i>
z_{H_RAP}	m	Hilfsrahmenvertikalbewegung in der Mitte zwischen den Radaufstandspunkten



z_{H_RM}	m	Hilfsrahmenvertikalbewegung in der Mitte zwischen den Radmittelpunkten
z_i	m	Weg an einem Lager i
z_{KP_RM}	m	Vertikalkoordinate des KP_{RM}
z_{KP_RTRAP}	m	Vertikalkoordinate des KP_{RTRAP}
z_{P_RM}	m	Vertikalkoordinate des Radmittelpunktes
z_{P_RTRAP}	m	Vertikalkoordinate des radträgerseitigen Radaufstandspunktes
z_{RT}	m	Vertikaleinfederung einer Radseite
z_v	m	Vertikaler Abstand zwischen vorderem Lager und EDP
α	°	Abstützwinkel in der y - z -Ebene
$\underline{\beta}$	$\frac{N}{m}$	Komplexe Funktion zwischen der Kraft bei allen Frequenzen und dem Verformungsweg bei einer Anregungsfrequenz
ε	°	Schrägfederungswinkel in der x - z -Ebene
ε_v	°	Schrägfederungswinkel an der Vorderachse
η	–	Frequenzverhältnis
ω	$\frac{1}{s}$	Kreisfrequenz
ω_{0S}	$\frac{1}{s}$	Eigenkreisfrequenz eines Systems
ϕ	rad oder °	Phase einer Übertragungsfunktion
ϕ_x	rad oder °	Drehwinkel eines Körpers um die x -Achse
ϕ_{xH_RAP}	rad oder °	Hilfsrahmenwankwinkel in der Mitte zwischen den Radaufstandspunkten
ϕ_{xH_RM}	rad oder °	Hilfsrahmenwankwinkel in der Mitte zwischen den Radmittelpunkten
ϕ_y	rad oder °	Drehwinkel eines Körpers um die y -Achse
ϕ_{yH_RAP}	rad oder °	Hilfsrahmennickwinkel in der Mitte zwischen den Radaufstandspunkten
ϕ_{yH_RM}	rad oder °	Hilfsrahmennickwinkel in der Mitte zwischen den Radmittelpunkten
ϕ_{y_RM}	rad oder °	Spinwinkel im Radmittelpunkt
ϕ_{y_RTRAP}	rad oder °	Spinwinkel im radträgerseitigen Radaufstandspunkt
ϕ_z	rad oder °	Drehwinkel eines Körpers um die z -Achse
ϕ_{zH_RAP}	rad oder °	Hilfsrahmengierwinkel in der Mitte zwischen den Radaufstandspunkten
ϕ_{zH_RM}	rad oder °	Hilfsrahmengierwinkel in der Mitte zwischen den Radmittelpunkten
ψ_i	–	Eigenvektor
Ψ	–	Matrix der Eigenvektoren
σ	$\frac{N}{m}$	Initialsteifigkeit der Dahl-Reibung
θ_S	–	Abstand der Ellipsen des Reifenkontaktmodells zur Umschließung eines Hindernisses



1. EINFÜHRUNG





1.1. MOTIVATION

Auch wenn der Entwicklungsgrad des Kraftfahrzeugs mittlerweile weit über das grundsätzliche "Bereitstellen von Mobilität" hinausgeht, erfordern die sich ändernden Randbedingungen in der Automobilentwicklung eine kontinuierliche Weiterentwicklung des Systems Fahrzeug sowie der zugehörigen Prozesse. Dafür sind beispielsweise die gestiegene Varianten- und Funktionenvielfalt, der anhaltende Konkurrenzdruck oder die erforderliche Absenkung von Entwicklungszeit und -kosten verantwortlich [HKK03, Rau03, SR08].

Um dies zu ermöglichen, ist unter anderem der Einsatz von "Frontloading" als Methode zur Verlagerung des Entwicklungsaufwands in frühe Prozessphasen erwünscht. Ein wichtiges Mittel für dessen Umsetzung stellt die Simulation dar, welche bereits zum Einsatz kommt, wenn noch keine realen Bauteile für das Entwicklungsfahrzeug vorliegen. Bei Definition des Prozesses mittels eines dreistufigen V-Modells, bestehend aus Gesamtfahrzeug, Subsystem und Komponente, findet die simulative Arbeit hierbei konventionell auf Komponentenebene statt. Jedoch zeigt die Verlagerung der simulativen Entwicklung auf die Subsystemebene¹ ebenfalls deutliche Vorteile, wie im Weiteren noch ausgeführt wird.

Da dies in der Fahrdynamik² bereits mit Hilfe von konzeptunabhängigen Ein- und Zweispurmodellen stattfindet, ist die damit verbundene Entwicklungskette derzeit präziser definiert als im Fahrkomfort. Für Letzteres existieren aktuell wiederum keine integralen Modelle zur konzeptunabhängigen Auslegung des Gesamtfahrzeugs. Damit verbunden ist ebenfalls ein geringeres Verständnis einzelner Effekte, da zwar mit der heutigen Rechenleistung komplexe Schwingungssysteme aufgebaut und zeiteffizient berechnet werden können [Rau03], jedoch für das Verständnis möglichst einfache Modelle benötigt werden [MW14]. Um auch hier die gleichen Vorteile in der Auslegung von Kraftfahrzeugen zu erhalten, ist die Definition einer strukturierten methodischen Prozesskette von wesentlicher Bedeutung. Die Komplexität der im Fahrkomfort verwendeten Kennwerte, Modelle und Parameter ist aufgrund der anspruchsvolleren Systemdynamik höher als in der Fahrdynamik.

1.2. ZIELSTELLUNG UND STRUKTUR DER ARBEIT

Aufbauend auf der Motivation wird als Ziel der vorliegenden Arbeit die Entwicklung einer Methodik zur Auslegung fahrkomfortrelevanter Gesamtfahrzeugkennwerte auf Basis von Subsystemeigenschaften definiert. Neben der Entwicklung eines geeigneten Modellansatzes zählen dazu ebenfalls die Definition einer Parametrierungsmethode und die Einordnung des Ansatzes im Entwicklungsprozess. An dieser Stelle sei erwähnt, dass hierbei nicht die Entwicklung eines präziseren Ansatzes zur Abbildung einzelner Fahrkomfortkennwerte gegenüber Komponentenmodellen, sondern vielmehr die Definition einer für die Prozessintegration optimalen Zwischenebene zwischen Gesamtfahrzeug und Komponente im Vordergrund steht.

Der Aufbau der vorliegenden Arbeit wird anhand von Abbildung 1.1 beschrieben.

Ausgehend von der Motivation wird im zweiten Kapitel der Stand der Technik erläutert. Darin findet zunächst eine detaillierte Analyse des Entwicklungsprozesses, insbesondere hinsichtlich Fahrdynamik und Fahrkomfort statt. Aufbauend darauf werden die im Fahrkomfort eingesetzten Methoden zur objektiven Charakterisierung auf Gesamtfahrzeugebene analysiert und hinsichtlich der Zielstellung der Arbeit diskutiert. Als Grundlage für die spätere

¹Als Subsystem wird in dem Zusammenhang sowohl ein schwingungsfähiges System innerhalb des Kraftfahrzeugs (z.B. Hilfsrahmenmasse und deren Lagerung) als auch die Lagerung zwischen zwei abstrakten Massekörpern verstanden (z.B. Fahrwerk). Da je nach Betriebspunkt Systeme als starr oder elastisch betrachtet werden können, ist eine eindeutige Abgrenzung nur unter Angabe der Randbedingungen möglich.

²Unter dem Begriff Fahrdynamik wird in diesem Kontext vorwiegend die Querdynamik, d.h. das Verhalten des Fahrzeugs bei Kurvenfahrt mit konstanter Geschwindigkeit, verstanden.

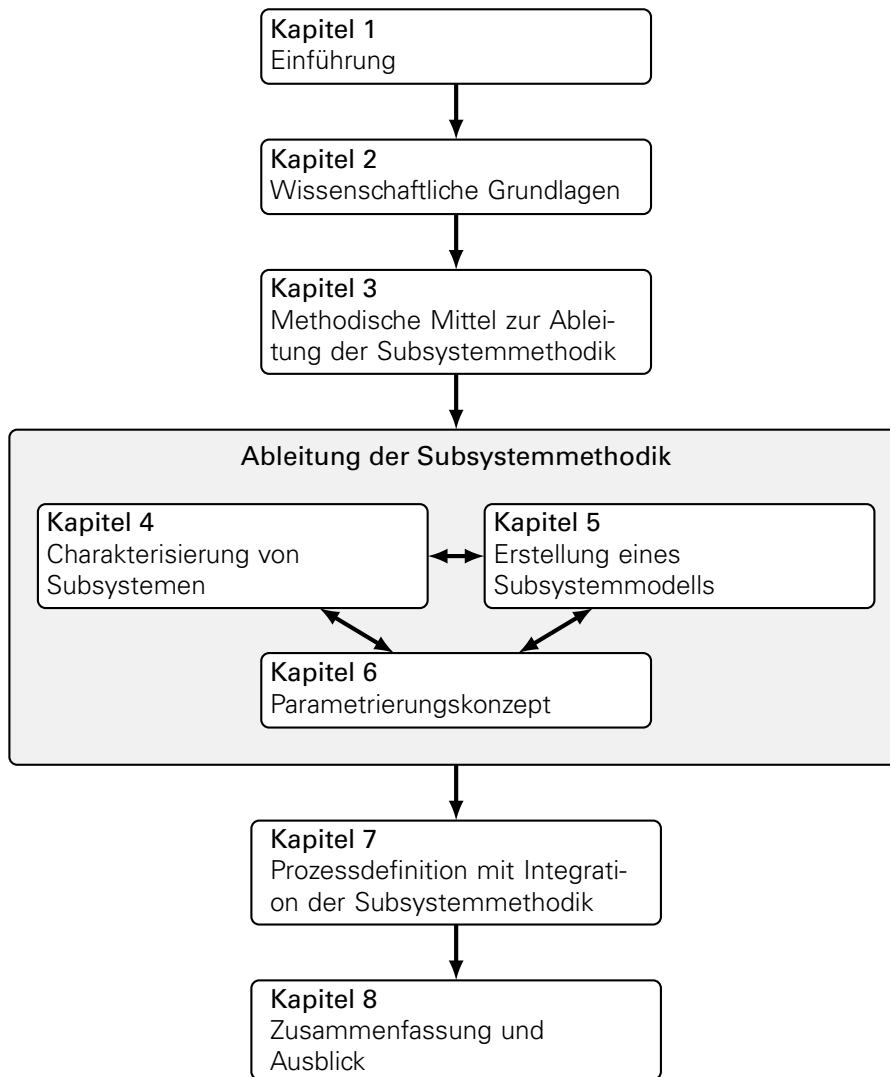


Abbildung 1.1.: Struktur der vorliegenden Arbeit

Modellierung wird weiterhin das Vorgehen zur Analyse und Modellierung mechanischer Systeme, insbesondere hinsichtlich des Aufbaus bereits eingesetzter einfacher Ersatzmodelle, erläutert. Unter deren Anwendung wurden die einzelnen Subsysteme des Kraftfahrzeugs bereits in der Vergangenheit modelliert. Die damit zusammenhängenden Kenntnisse über die Systemeigenschaften sowie abstrakte Ansätze zur Modellierung des Gesamtfahrzeugs bilden den Abschluss von Kapitel 2.

In Kapitel 3 werden die eingesetzten methodischen Mittel zur Erreichung der Zielstellung erläutert. Dazu zählen zunächst die verwendete Methode zur Identifikation dynamischer Systemeigenschaften sowie die in der Arbeit verwendete Versuchstechnik. Weiterhin steht in dem Kapitel das Vorgehen zur konzeptunabhängigen Analyse, Modifikation und Abstraktion von Systemen im Vordergrund. Diese wird beginnend mit dem folgenden Kapitel auf die einzelnen Subsysteme angewandt.

Die Analyse, Modellierung und Parametrierung der Subsysteme, welche die entwickelte Subsystemmethodik definieren, sind in der Betrachtungsweise miteinander gekoppelt, sodass Kapitel 4 bis 6 als parallel zu betrachten sind. Die Subsysteme, welche hierbei im Fokus liegen, sind Fahrwerk, Hilfsrahmen, Differenzial und Aggregat³.

³Unter Aggregat wird im Weiteren das Antriebsaggregat, d.h. der Motor des Kraftfahrzeugs verstanden.



Im vierten Kapitel wird zunächst die Relevanz der betrachteten Subsysteme im ausgewählten Frequenzbereich festgestellt. Als Voraussetzung für eine auf Verständnis basierende Modellierung werden anschließend die einzelnen Subsysteme hinsichtlich ihrer statischen und dynamischen Eigenschaften analysiert. Je nach Effekt ist dabei die Verwendung von Prüfständen oder die Simulation auf Komponentenebene zu bevorzugen. Neben der Subsystemmethode nach Kapitel 3 ist hierbei für das Verständnis und die Prozessdefinition auch die Verknüpfung zu Komponenteneigenschaften von Bedeutung.

Analog der Einteilung der Systeme nach Kapitel 4 werden in Kapitel 5 und 6 die Modellierung und Parametrierung eines Gesamtfahrzeugmodells auf Subsystemebene erläutert. In Kapitel 5 werden dazu zunächst Kriterien zur Auswahl geeigneter Subsystemparameter beschrieben. Da Aggregat, Hilfsrahmen und Differenzial gleichermaßen über eine elastische Lagerung verfügen, wird anschließend ein dafür gültiger allgemeiner nichtlinearer Abstraktionsansatz erläutert. Darauffolgend wird der Modellaufbau für die einzelnen Systeme beschrieben.

Die Parametrierung der Subsysteme wird in Kapitel 6 erläutert. Die damit verbundenen Prozeduren sind teilweise an Prüfständen durchzuführen, welche im Prozess derzeit noch nicht zur Verfügung stehen. In diesem Fall werden die zugehörigen Identifikationsverfahren auf simulativer Basis hergeleitet.

In Kapitel 7 wird die in den vorherigen Kapiteln hergeleitete Methodik in den Prozess eingegliedert. Dazu werden Ableitungsschritte von der Gesamtfahrzeug- über die Subsystemebene bis zur Komponentenebene benötigt. Um eine Ableitung zwischen den ersten beiden Ebenen zu ermöglichen, ist die Kenntnis des Einflusses von Subsystemparametern auf Gesamtfahrzeugkennwerte von entscheidender Bedeutung. Zunächst werden dazu die Abhängigkeiten für einzelne spezielle Parameter ausführlich dargelegt und anschließend die für ausgewählte Gesamtfahrzeugkennwerte wichtigsten Subsystemeigenschaften identifiziert. Daraufhin wird die Ableitung der neu definierten Subsystemparameter auf Komponentenebene erläutert. Das Vorgehen bildet die Voraussetzung für die zukünftige Definition eines detailliert strukturierten Auslegungsprozesses.

1.3. EINGRENZUNG DER AUFGABENSTELLUNG

Hinsichtlich der im vorherigen Kapitel definierten Zielstellung werden im Rahmen der Arbeit folgende Einschränkungen getroffen:

- Die obere Grenze des gültigen Frequenzbereichs des Modells wird auf 30 Hz festgelegt und orientiert sich an der oberen Frequenzgrenze des Secondary Ride (vgl. Unterabschnitt 2.2.1) [WMPZD14]. Es findet damit auch eine Beschränkung auf den mechanischen Fahrkomfort statt. Weiterhin ist zu beachten, dass sich Systeme mit Eigenfrequenzen über 30 Hz dennoch unterhalb dieses Grenzwertes auswirken können. Karosserieschwingungen werden in dem Zusammenhang nicht berücksichtigt.
- Eine subjektiv-objektiv Korrelation bzw. Objektivierung von Fahrkomforteigenschaften im Gesamtfahrzeug wird nicht durchgeführt. Dahingehend wird auf bestehenden Ansätzen aus der Literatur aufgebaut.
- Eine vollständige Definition eines durchgängigen strukturierten Auslegungsprozesses ist derzeit noch Gegenstand der Forschung in der Fahrdynamik und dessen Definition im Fahrkomfort geht über den Rahmen der vorliegenden Arbeit hinaus. Im Fokus steht die Entwicklung einer dafür geeigneten integrierbaren Subsystemmethodik.
- Der Fokus der Modellierung liegt auf Fahrwerk, Aggregat-, Hilfsrahmen- und Differenziallagerung. Die zusätzliche Entwicklung eines für die Subsystemmethodik geeigneten



Reifenmodells geht über den Rahmen dieser Arbeit hinaus, jedoch wird die korrekte Rückkopplung des Gesamtfahrzeugmodells zu einem derartigen Modell über eine modulare Reifenschnittstelle gewährleistet.

- Die Betrachtung erfolgt für passive Systeme, ist jedoch nicht darauf beschränkt. Aktive Systeme können unabhängig davon in das Modell integriert und auf Subsystemebene untersucht werden. Weiterhin finden Antriebsmomente aus dem Aggregat keine Berücksichtigung.

Die Eingrenzungen werden ebenfalls an den jeweils relevanten Stellen in den nachfolgenden Kapiteln noch einmal angeführt.

1.4. BEGRIFFSDEFINITIONEN

Im Folgenden werden die für diese Arbeit essenziellen Begriffe der Subsystem- und Komponentenebene definiert. Zur Definition der Subsystemebene wird zunächst der Begriff Subsystem näher erläutert:

Definition eines Subsystems:

Subsysteme fassen einzelne Komponenten eines Fahrzeugsystems sowohl strukturell als auch in ihrem mechanischen Verhalten zusammen. Das Präfix "Sub" verweist dabei auf eine der Gesamtfahrzeugebene untergeordnete Ebene.

Subsysteme fassen demnach bestimmte Komponenten eines Fahrzeugs in Gruppen zusammen. Wie bereits in Abschnitt 1.2 beschrieben, zählen dazu im Rahmen der vorliegenden Arbeit das Fahrwerk, der Hilfsrahmen, das Differenzial und das Aggregat. Die Subsystemebene wird im Weiteren wie folgt definiert:

Definition der Subsystemebene:

Die Subsystemebene beschreibt die Gesamtheit aller Eigenschaften der in einem Gesamtfahrzeug vorliegenden Subsysteme. Die Eigenschaften bzw. Parameter entsprechen verallgemeinerten abstrakten Kenngrößen und Kennlinien. Diese beschreiben das Subsystemverhalten als Black- oder Greybox, ohne dass detaillierte Informationen über dessen Aufbau aus Komponenten berücksichtigt werden.

Parameter, die das Systemverhalten auf Subsystemebene beschreiben, sind beispielsweise der Wankpol eines Gesamtfahrzeugs oder die zusammengefasste Vertikalsteifigkeit einer Achse.

Abschließend wird die Komponentenebene erläutert:

Definition der Komponentenebene:

Die Komponentenebene beschreibt die Gesamtheit aller Eigenschaften der in einem Gesamtfahrzeug bzw. Subsystem vorliegenden Komponenten. Sie ist dabei der Subsystemebene untergeordnet.

Parameter, die das Systemverhalten auf Komponentenebene beschreiben, sind beispielsweise die Steifigkeiten und Positionen von Elastomerlagern.



2. WISSENSCHAFTLICHE GRUNDLAGEN





Ausgehend von Kapitel 1 hat die vorliegende Arbeit das Ziel, die Schwingungseigenschaften des Gesamtfahrzeugs prozessorientiert auf Subsystemebene zu modellieren. Dazu soll sich zunächst mit dem automobilern Entwicklungsprozess, insbesondere hinsichtlich Fahrdynamik und Fahrkomfort, auseinandergesetzt werden. Darauf aufbauend wird anschließend Fahrkomfort auf Gesamtfahrzeugebene näher erläutert, indem grundsätzliche Schwingungsphänomene sowie deren Einteilung und zugehörige Bewertungsmethoden vorgestellt werden. Als Grundlage für das Verständnis der mechanischen Modellierung von Schwingungssystemen wird weiterhin auf mechanische Modellvorstellungen und dabei insbesondere auf Ansätze zur Modellierung von Reibungsmechanismen eingegangen. In der Vergangenheit wurden diese Modelle bereits eingesetzt, um einzelne Subsysteme des Fahrzeugs und deren Bestandteile darzustellen. Eine Literaturübersicht zu den in dieser Arbeit betrachteten Subsystemen ist in dem folgenden Abschnitt dargestellt. Abschließend werden bereits bestehende abstrakte Modellansätze zur Abbildung des Gesamtfahrzeug-schwingungskomforts erläutert.

2.1. AUTOMOBILER ENTWICKLUNGSPROZESS

Die Entwicklung von Kraftfahrzeugen zeichnet sich durch hohe Komplexität aus, weshalb Prozessstrukturen erforderlich sind, welche den Ablauf in verschiedene Phasen und Teilschritte gliedern. Neben weiteren geläufigen Modellvorstellungen, wie dem Wasserfall- oder Spiralmodell [Boe88], hat sich in der Automobilindustrie vorwiegend das V-Modell durchgesetzt [KCGW05, FH06, ISO11, Ame13, EF13, MW13], vgl. Abbildung 2.1. Im Gegensatz zum Wasserfallmodell wird dabei dem abfallenden ersten Entwicklungsast ein zweiter aufsteigender Entwicklungsast hinzugefügt, sodass sich für jede Ebene eine spezifizierende und eine testende Phase gegenüberstehen. Innerhalb der verschiedenen Phasen können weitere Iterationen nach dem V-Modell durchgeführt werden. In der Automobilentwicklung werden die einzelnen Ebenen generell durch Gesamtfahrzeug, Subsystem und Komponente definiert. Die Übergänge zu weiteren Detaillierungen wie z.B. Sub-subsystemen sind fließend.

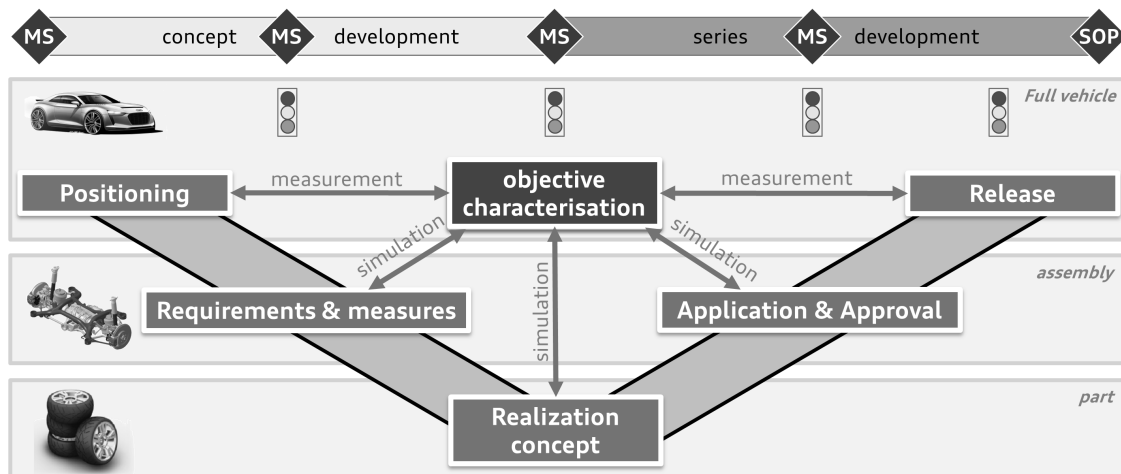


Abbildung 2.1.: Entwicklungsprozess nach EINSLE & FRITZSCHE, in Anlehnung an [EF13, S. 750].



Die Entwicklung erfolgt durch Ableitung von Eigenschaften auf den verschiedenen Modellebenen. Im ersten Teil der Entwicklung, welche dem linken Modell-Ast in der Abbildung entspricht, wird die Zielwertableitung⁴ bzw. Konzeptentwicklung durchgeführt [KRPS03, KMPJ03]. Im zweiten Teil findet die Absicherung bzw. Serienentwicklung statt. In beiden Zeitabschnitten sind verschiedene Meilensteine definiert, bei denen Produktentscheidungen getroffen werden [HKK03].

In der Phase der Zielwertableitung wird zunächst ein Benchmark zwischen Wettbewerberfahrzeugen durchgeführt, um das markeneigene Fahrzeug im Wettbewerbsumfeld zu positionieren [KHJ09]. Der Benchmark findet sowohl auf subjektiver (vgl. [LHG⁺99], [PGH03]) als auch objektiver Ebene (vgl. [ASL00, EF13]) statt, wobei die Methoden hinsichtlich Fahrkomfort in Abschnitt 2.2 noch einmal näher analysiert werden. Aufbauend auf den Erkenntnissen werden Zielwerte für das nachfolgende Fahrzeug definiert, welche als Vorlage für die Ableitung auf Subsystemebene und anschließend auf Komponentenebene dienen [KHJ09]. Dies findet unter Anwendung von Simulationsmodellen, Prototypenversuchen sowie Erfahrungswerten statt [PGH03]. In dem Zusammenhang werden auch kontinuierliche Abgleiche zwischen Simulation und Messung auf Hardware-in-the-Loop-Prüfständen⁵ durchgeführt, wodurch eine kooperative Entwicklung von virtueller und realer Entwicklung gegeben ist [Sch10, S. 8]. Der Detaillierungsgrad und die Komplexität der Parameter sowie der zugehörigen Simulationsmodelle nehmen dabei stetig zu. Die Entwicklung erfolgt vom Abstrakten zum Konkreten [Gen10, S. 205]. Als wichtiger Meilenstein am Ende der Konzeptentwicklung existiert der Konzeptentscheid⁶, wobei Subsystemkonzepte festgelegt und für die Übergabe an die Serienentwicklung vorbereitet werden. Die Phasenlänge der Konzeptentwicklung liegt bei etwa 30 Monaten. Der genaue Wert hängt vom Entwicklungsprozess des jeweiligen Herstellers ab. Die Zeiträume, um Ableitungen zwischen jeweils zwei Ebenen vorzunehmen, sind jedoch kürzer und können mit einer Länge von drei bis vier Monaten abgeschätzt werden.

Besonders in frühen Phasen der Entwicklung liegen lediglich wenige Parameter vor [BS11, S. 899], [vMKR13]. Bekannt sind einzelne Konzeptparameter wie beispielsweise Radstand, Spurweite oder Radlastverteilung [WSWZ15, S. 841], [BS11, S. 902]. Einige Parameter, wie die Fahrzeugmasse, welche direkt mit der Radlastverteilung zusammenhängen, unterliegen dabei einer größeren Änderungsrate (und damit Unsicherheit) im Laufe des Prozesses. Das Achskonzept ist zum Zeitpunkt der Ableitung von Gesamtfahrzeug- auf Subsystemebene unbekannt, außer es wird durch einen Baukasten (vgl. [MR00, SDWC07], [HEG13, S. 542]) vorgegeben. In diesem Fall ist es für die Produktpalette von Vorteil, wenn der Baukasten eine möglichst hohe Spreizung zulässt, um eine Differenzierung zwischen verschiedenen Modellderivaten zu ermöglichen. Die Entwicklung eines Baukastens kann wiederum durch ein separates V-Modell dargestellt werden.

Im Rahmen der Serienentwicklung bzw. Absicherung, welche durch den rechten Ast im V-Modell visualisiert ist, werden die einzelnen Bestandteile des Fahrzeugs sowohl virtuell als auch real zusammengesetzt, um einen Abgleich von Kennwerten zu ermöglichen. Dabei werden auf jeder Ebene die in der Ableitung definierten Kennwerte anhand der in der Absicherung ermittelten Werte validiert. Der Anteil an Prototypen nimmt in dieser Phase stetig zu, während die Simulation zunehmend zur Ableitung von Maßnahmen für die finale Abstimmung einzelner Systeme eingesetzt wird [HKK03, Rau03].

Der dargestellte Prozess lässt sich für verschiedene Subsysteme wie Fahrwerk, Reifen oder Antrieb, aber auch verschiedene Disziplinen wie Fahrdynamik oder Fahrkomfort definieren [HEG13, S. 16]. Um dabei neuen Anforderungen in der Automobilentwicklung gerecht zu werden (vgl. [Rau03, S. 135]), muss ein effizienter, kontinuierlicher Prozess innerhalb und zwi-

⁴engl.: target cascading

⁵kurz: HiL-Prüfständen

⁶kurz: KE



schen den Disziplinen formuliert werden. Um das zu erreichen, ist Frontloading (vgl. [HW13, S. 66-67], [vMKR13, S. 182-183]) erwünscht, wodurch aufwendige konstruktive Änderungen in späteren Entwicklungszeiten vermieden werden können [Gen10]. Dabei kommt dem Einsatz von Simulationsmodellen in frühen Entwicklungsphasen vermehrte Bedeutung zu, da Hardware nur unvollständig in Form von Technikträgern zur Verfügung steht [HKK03]. Wie bereits angemerkt, sind zu diesem Zeitpunkt auch nur wenige Fahrzeugparameter bekannt, sodass in dem Fall abstraktere Simulationsmodelle zu bevorzugen sind [vMKR13].

2.1.1. ENTWICKLUNGSPROZESS DER FAHRDYNAMIK

Bei Betrachtung des Entwicklungsprozesses der Fahrdynamik wird deutlich, dass für diesen bereits eine definierte Prozesskette zur Ableitung von Fahrzeugeigenschaften auf den verschiedenen Modellebenen besteht. Beginnend auf Gesamtfahrzeugebene existiert eine Vielzahl von objektiven Auslegungsgrößen und Normen, welche das Fahrzeugverhalten auf objektiver Ebene beschreiben [HB02, Dec09, Sch10]. Als Beispiele seien dabei der Lenkwinkelgradient oder die Giereigenfrequenz genannt. Auf Basis dieser objektiven Kenngrößen lassen sich nun unter Einsatz von parametrischen nichtlinearen Ein- und Zweispurmodellen (vgl. [DSH⁺06], [HUH⁺08], [Sch10, S. 25], [SHB10], [HEG13, S. 96-106], [Ada14, S. 116]) die Subsystemparameter für Fahrwerk und Reifen ableiten. Ein typisches Zweispurmodell ist in Abbildung 2.2 dargestellt.

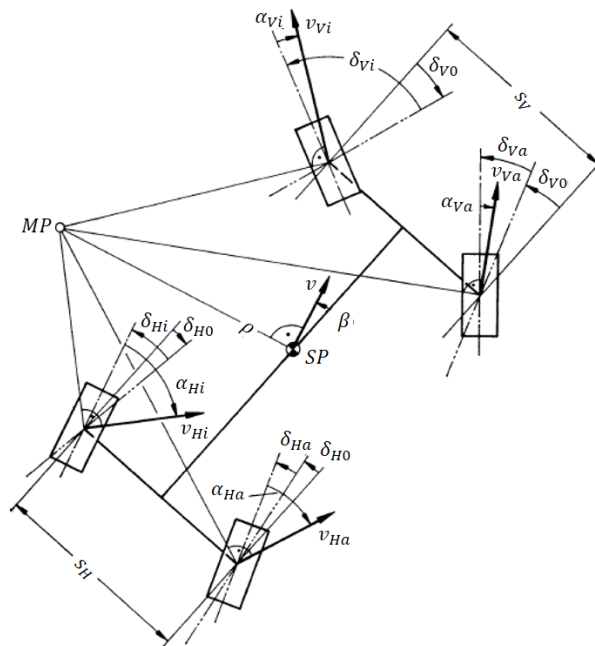


Abbildung 2.2.: Zweispurmodell, in Anlehnung an [MW14, S. 834]

Die Subsystemparameter werden hierbei vorwiegend durch Kennlinien oder Kenngrößen abgebildet, anstatt durch konkrete Komponenteneigenschaften. Demnach werden die Subsysteme im Sinne von Greybox-Modellen betrachtet, sodass beispielsweise das Subsystem Fahrwerk konzeptunabhängig ist. Als charakteristische Beispiele für verwendete Kennwerte können die Rollzentrumshöhe oder die Vorspurnachgiebigkeit der Achse angeführt werden ([KCGW05, S. 93] [Jaz14, S. 513]), welche explizit oder implizit im Modellansatz integriert sind.



Für den dargestellten Modellierungsansatz können in Analogie zu [APK18] einige Vorteile hinsichtlich der Anwendung im Prozess definiert werden:

- **Konzeptunabhängigkeit**

Durch die Greybox-Modellierung und dem daraus resultierenden reduzierten Parametersatz lassen sich besonders in frühen Entwicklungsphasen Simulationen ohne Kenntnis von Bauteileigenschaften durchführen.

- **Simulationsgeschwindigkeit**

Aufgrund des reduzierten Parametersatzes steigt die Simulationsgeschwindigkeit gegenüber konventionellen Komponentenmodellen, sodass schnell Maßnahmen abgeleitet werden können [KCGW05, S. 93]. Insbesondere bei sich regelmäßig ändernden Parametern, wie der in Abschnitt 2.1 angeführten Fahrzeugmasse bzw. Radlastverteilung, ist eine schnelle Abschätzung der fahrdynamischen Auswirkungen von Vorteil.

- **Physikalische Wirkkettenanalyse**

Durch die übersichtliche Modellierung können physikalische Effekte gezielter analysiert und verstanden werden.

- **Schnelle Parametrierung**

Anstatt verschiedene Komponenten einzeln zu vermessen, werden die Subsystemeigenschaften auf entsprechenden Subsystem- oder Gesamtfahrzeugprüfständen identifiziert. Beispielsweise sind dazu Kinematics and Compliance Prüfstände⁷ (vgl. auch Unterabschnitt 3.2.2) geeignet.

- **Geringerer Fehler in der Parametrierung**

Der Gesamtfehler der Messungen auf der übergeordneten Parametrierungsebene ist i.d.R. geringer als der kumulierte Fehler einzelner Komponentenmessungen, wodurch die Qualität der Simulationsergebnisse positiv beeinflusst wird.

- **Möglichkeit der Parametrierung und Analyse von Wettbewerberfahrzeugen**

Während die Parametrierung von Wettbewerberfahrzeugen durch Vermessung einzelner Bauteile im Zeitrahmen des Prozesses ausgeschlossen ist, wird eine schnelle Parametrierung mit Hilfe von Gesamtfahrzeugmessungen dennoch ermöglicht. Dies lässt einen Benchmark auf Subsystemebene zwischen Wettbewerberfahrzeugen zu [Mor04].

- **Bedeutung von Parametern**

Da sich die Parameter auf eine minimale (für die Anwendung relevante) Anzahl reduzieren, nimmt die Bedeutung der Parameter für das Gesamtfahrzeugverhalten zu. Dadurch wird eine Optimierung von Bauteilparametern, welche nur einen geringeren Einfluss haben, unwahrscheinlicher.

Nach Definition der Subsystemparameter mit Hilfe von Ein- und Zweispurmodellen werden diese dem Komponentenentwickler übergeben, welcher mit Hilfe von geeigneten Teilsystem- und Gesamtfahrzeugmodellen auf Komponentenebene die Zusammensetzung der Eigenschaften analysiert und auslegt [KHJ09].

⁷kurz: K&C-Prüfstände



2.1.2. ENTWICKLUNGSPROZESS DES FAHRKOMFORTS

Hinsichtlich der Zielwertableitung im Fahrkomfort kann zunächst von einem ähnlichen Prozess wie in der Fahrdynamik ausgegangen werden. Im Gegensatz dazu sind im Fahrkomfort einige Methoden jedoch noch nicht eindeutig definiert. Das kann vorwiegend damit begründet werden, dass die physikalischen Prozesse deutlich komplexer sind, noch nicht so klare objektive Gesamtfahrzeugkennwerte wie in der Fahrdynamik existieren (vgl. auch [Rau03, S. 153-154]), aber auch geschlossene parametrische Subsystemmodelle nicht vorhanden sind. Zur simulativen Auslegung von Kraftfahrzeugen wird im Fahrkomfort vorwiegend Mehrkörpersimulation⁸ eingesetzt [PH02, S. 443], [Ame13, S. 21]. In der Literatur finden sich entsprechend auch eine Vielzahl von Beispielen zur Analyse und Auslegung von Kraftfahrzeugen mit Hilfe von MKS-Komponentenmodellen [KR02, MGM02, TGU04, KCGW05, RRS05, SEM08, BK09, BHA⁺09, Fro09, SHB10, KMFY12, HEG13, Sch13, SAKZ14, JW15]. Bei Einsatz dieser Modelle im Prozess muss die Ableitung demnach direkt von Gesamtfahrzeug- auf Komponentenebene erfolgen. In Analogie zu [APK18] ergeben sich dabei jedoch Nachteile:

- **Verfügbarkeit und Status des Vorgängerfahrzeugs**

Für ein Fahrzeugprojekt muss nicht zwangsläufig ein Vorgänger existieren, sodass dieser nicht als Entwicklungsbasis verwendet werden kann. In dem Fall kann beispielsweise kein Achskonzept vorausgesetzt werden, welches für die Simulation auf Komponentenebene jedoch bekannt sein muss. Auch wenn ein Vorgängerfahrzeug vorhanden ist, kann dennoch ein anderes Konzept für den Nachfolger geeigneter sein. Weiterhin muss der Parametrierungsstatus des Vorgängersimulationsmodells nicht dem des realen Fahrzeuges entsprechen, da Änderungen in späten Phasen des Entwicklungsprozesses nicht immer in Simulationsmodelle übertragen werden.

- **Verfügbarkeit von Komponentenparametern**

Komponentenparameter sind in frühen Entwicklungsphasen zu großen Teilen unbekannt, sodass eine Fahrkomfortsimulation ohne weitere Annahmen nicht möglich ist. Da derzeit ebenfalls kein Prozess zur schnellen Parametrierung von Komponenten im Gesamtfahrzeug vorliegt, ist die simulative Arbeit in der Regel nur mit einem Vorgängermodell möglich, wodurch wiederum die oben genannten Nachteile bestehen.

- **Entwicklung mittels "Trial and Error"**

In komplexen MKS-Modellen können geänderte Komponentenparameter die Eigenschaften auf Subsystem- oder Gesamtfahrzeugebene mehrdimensional beeinflussen, sodass die Auswirkungen einer einzelnen Änderung nicht immer direkt interpretierbar ist. Der Ableitungsprozess basiert daher häufig auf dem "Trial and Error"-Ansatz [HEG13, S. 511].

- **Zuverlässigkeit von Daten und begrenzte Zeit für Maßnahmenableitung**

Komplexe MKS-Modelle können bis zu mehrere Stunden Rechenzeit für wenige Sekunden Simulationszeit benötigen [Rau03]. Unter Berücksichtigung kurzer Zeiträume für die Maßnahmenableitung ist das von Nachteil. Besonders bei Parametern, welche sich oft ändern (vgl. Abschnitt 2.1), besteht die Forderung, dass die Auswirkungen auf Gesamtfahrzeugebene schnell abgeschätzt werden können.

Da geeignete Subsystemmodelle zum Ausgleich der genannten Nachteile fehlen, wird die Zielwertableitung erschwert. Stattdessen kommen oft überdimensionierte MKS-Modelle zum Einsatz [vMKR13], welche jedoch nicht für alle Phasen des Entwicklungsprozesses geeignet sind.

⁸kurz: MKS



2.2. FAHRKOMFORT AUF GESAMTFAHRZEUGEBOENE

Da der objektive Charakter des Fahrkomforts eine zentrale Bedeutung in dieser Arbeit einnimmt, sollen die Kette von der Subjektivempfindung zu Methoden der objektiven Bestimmung und Bewertung von Fahrkomforteigenschaften näher betrachtet und die Zielvorstellung auf Gesamtfahrzeugebene präzisiert werden.

Während bereits in den 1950er Jahren Komfort als die Abwesenheit von Diskomfort definiert wurde, haben ZHANG et al. Komfort und Diskomfort als unabhängige Größen identifiziert, welche getrennt behandelt werden müssen [ZHD96]. Diskomfort hat dabei seine Ursache in physiologisch, biomechanischen Faktoren, während Komfort abhängig von ästhetischen Gesichtspunkten ist. Infolge dessen, dass Komfort damit durch persönliche Bedürfnisse geprägt ist, kann dieser nicht objektiviert werden [Kna10]. Die im Weiteren betrachtete Entwicklungsgröße Fahrkomfort bezieht sich daher auf ein geringeres Diskomfortlevel.

In dem Sinne wird Fahrkomfort auch häufig als die Gesamtheit aller auf die Insassen einwirkenden mechanischen und akustischen Schwingungen definiert [HB02]. Demnach haben auch viele Methoden zur Einteilung und Bewertung des Fahrkomforts das Ziel, Schwingungen und damit Kräfteinwirkungen auf den Fahrer zu minimieren. Dabei gibt es eine Vielzahl von Faktoren, welche bestimmen, wie der Mensch Schwingungen empfindet. Neben Amplitude, Richtung, Dauer, Art und Einleitungsort der Schwingung wird häufig auch die Frequenzabhängigkeit als wichtige Einflussgröße angeführt [Gil92, LHG⁺99, Gri07, LAC⁺08]. Demnach ist die Definition des Fahrkomforts im Frequenzbereich von entscheidender Bedeutung.

2.2.1. DEFINITION CHARAKTERISTISCHER SCHWINGUNGSPHÄNOMENE

Die Einordnung des Fahrkomforts im Frequenzbereich wird in der Literatur unterschiedlich vorgenommen. Dabei werden beispielsweise die Schwingungen im Frequenzbereich von 0 bis 30 Hz [PGM09]; 0 bis 100 Hz [LAC⁺08]; 0,5 bis 80 Hz [LHG⁺99] oder 0,5 bis 100 Hz [STM12] dem Fahrkomfort zugeordnet. Weiterhin lässt er sich in die unterschiedlichen Bereiche primary ride⁹, secondary ride¹⁰ sowie impact harshness¹¹ unterteilen [Zel09, WMPZD14]. Auch in diesem Fall sind die Übergänge nicht immer einheitlich definiert.

Für die detailliertere subjektive und objektive Beschreibung von Schwingungen innerhalb dieser Frequenzbereiche wird zwischen unterschiedlichen Phänomenen unterschieden. HEISSING et al. stellen dafür eine Übersicht von Phänomenen über dem Frequenzbereich dar, vgl. Abbildung 2.3. Weitere Übersichten zur Einteilung sind in [Rau03, Str11, HEG13] zu finden. Ausgehend von der Vielzahl von Phänomenen sollen nur einige für die vorliegende Arbeit relevante Schwingungen näher erläutert werden.

Im niederfrequenten Frequenzbereich wird zunächst die Vertikaldynamik des Fahrzeugaufbaus betrachtet. Neben einer reinen Vertikalbewegung (Huben) geht es dabei auch um die Nick- und Wankeigenschaften des Aufbaus auf verschiedenen Fahrbahnen. Unter statischen Bedingungen ist beispielsweise der auftretende Nickwinkel des Aufbaus infolge von Längskräften von besonderer Bedeutung. Analog lässt sich das Wankfederverhalten bei Querkräften infolge Kurvenfahrt charakterisieren. Allgemein kann formuliert werden, dass kleinere Winkel oft als komfortabler empfunden werden [Kra11]. Insbesondere bei diesen Kennwerten ist eine Trennung zur Fahrdynamik nicht immer eindeutig.

Bei dynamischen Vertikalschwingungen des Fahrzeugaufbaus wird im Frequenzbereich wiederum zwischen der Verstärkung der Anregung durch den Aufbau im Resonanzbereich sowie dessen Isolationsfähigkeit im überkritischen Bereich unterschieden. Das zweite Phänomen

⁹Primary ride definiert die Aufbauschwingungen im Bereich von 0,5 bis 4...5 Hz.

¹⁰Secondary ride definiert die Aufbauschwingungen infolge der Schwingung von Subsystemen im Bereich von 4...5 bis 30 Hz.

¹¹Impact harshness definiert die Aufbauschwingungen aufgrund von Einzelhindernissen im Bereich von 30 bis 100 Hz.

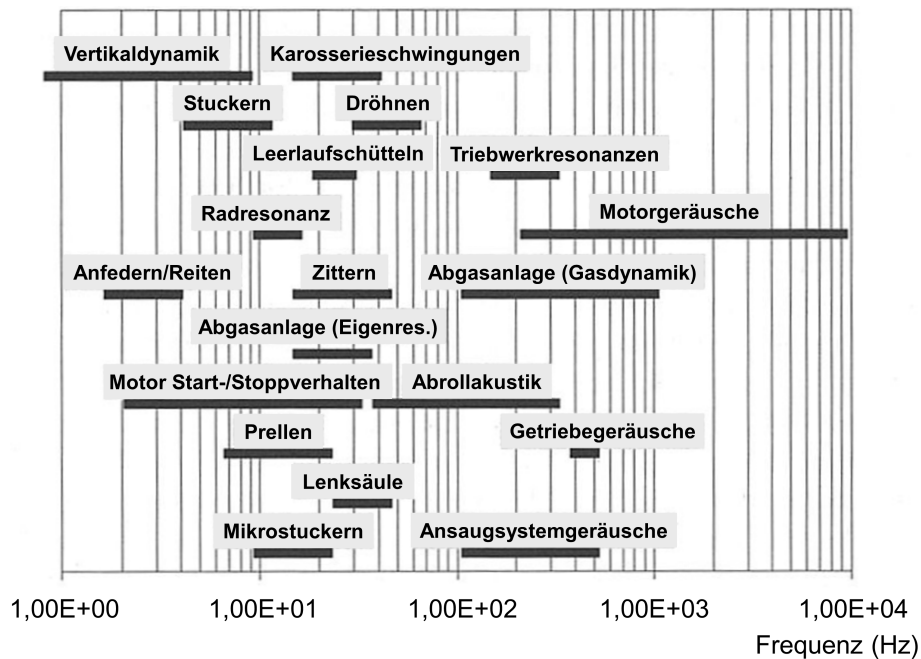


Abbildung 2.3.: Schwingungsphänomene im PKW über der Frequenz, in Anlehnung an [HB02]

wird dabei häufig auch als Kopieren/Isolationsvermögen oder Anfedern¹² bezeichnet. In Unterabschnitt 2.4.1 werden die beiden Kennwerte noch einmal erläutert. Auf ähnliche Weise lassen sich Nick- und Wankschwingungen im Frequenzbereich charakterisieren.

Im Bereich der Schwingung von Subsystemen wird das Stuckern als charakteristischer Kennwert angeführt. Dabei ist jedoch zwingend zwischen der Schwingung des Aggregats¹³ und der des Fahrwerks¹⁴ zu unterscheiden. Beide Effekte kommen durch Resonanzen der Subsysteme als Reaktion auf Fahrbahnunebenheiten zustande. In der Praxis treten die Schwingungen von Aggregat und Fahrwerk jedoch häufig gemeinsam auf, sodass rein subjektiv eine Trennung zwischen den beiden Subsystemen erschwert ist. Die nach dem Stand der Technik bekannten Eigenschaften der Schwingungssysteme werden für die Achse in Unterabschnitt 2.4.3 und für das Aggregat noch einmal in Unterabschnitt 2.4.4 näher erläutert.

Beim Überfahren von Einzelhindernissen wird zwischen der Kantenempfindlichkeit und dem Prellen unterschieden. Die Kantenempfindlichkeit bezeichnet dabei die empfundene "Härte" des ersten Schlages, während das Prellen das Nachschwingen des Rades infolge der Auslenkung beschreibt. Dabei ist ein Zusammenhang zum Stuckern gegeben, da in beiden Fällen die Schwingungen der reifengefederten Massen¹⁵ (in Abbildung 2.3 als Radresonanz aufgeführt) sowie des Aggregats von besonderer Bedeutung sind. Bei Betrachtung des Phasenversatzes zwischen dem Überfahren der Kante durch die vorderen und hinteren Räder kann ebenfalls eine Verbindung zur niederfrequenten Vertikaldynamik des Aufbaus gezogen werden, da beispielsweise die dadurch angeregte Nickschwingung ebenfalls von der Aufbaufederung abhängt.

¹²Häufig wird das Anfedern bei geringeren Amplituden als bei der Isolation betrachtet.

¹³als Aggregatsstuckern bezeichnet

¹⁴als Achsstuckern bezeichnet

¹⁵Häufig werden die reifengefederten Massen in der Literatur auch als ungefederte Massen bezeichnet.



2.2.2. BEWERTUNGSMETHODEN

Entsprechend der unterschiedlichen Definitionen des Fahrkomforts wurden zu dessen Beurteilung ebenfalls verschiedene Methoden entwickelt. Dabei muss zwischen subjektiven und objektiven Methoden zur Fahrverhaltensbeurteilung unterschieden werden [HEG13]. Subjektiv erfolgt die Bewertung dabei mit Hilfe von realen Fahrversuchen, Fahrsimulatoren oder speziellen Prüfeinrichtungen, über die der Proband gezielt Schwingungen ausgesetzt wird [Kli96, S. 47], [CBVD97]. Bei objektiven Bewertungsmethoden werden Messsignale im Fahrzeug unter verschiedenen Anregungssituationen aufgezeichnet und geeignet interpretiert. Als repräsentatives Maß für die Stärke der einwirkenden Schwingung auf den Fahrer hat sich vorwiegend die Beschleunigung [PGM09, Gri12] durchgesetzt, da sie direkt mit der auf den Körper wirkenden Kraft korreliert. Da dabei die Beschleunigungen auf Höhe der Insassen, insbesondere des Fahrers, von Bedeutung sind, werden diese in der Regel am Sitz bzw. der Sitzschiene gemessen [Rau03, Gri07, Mai12, Ili12, WMPZD14, JW15]. Zur Verringerung des Diskomforts ist es nun das Ziel, diese Beschleunigungen zu minimieren [KÇHK12]. Es sei erwähnt, dass teilweise ebenfalls der Ruck, als Änderungsrate der Beschleunigung, als wesentliche Größe angeführt wird [CBVD97, Gri12, WMPZD14, DPWM⁺15]. Zur objektiven Bewertung des Fahrkomforts werden die Beschleunigungen in Komfortkennwerte umgewandelt, wobei sich verschiedene Methoden durchgesetzt haben. Als Grundlage vieler Untersuchungen dienen die ISO-Norm 2631 [ISO97] sowie die VDI-Richtlinie 2057 [VDI12]. Die Schwingungsbelastung wird darin mit Hilfe des Effektivwerts der frequenzbewerteten Beschleunigung a_{wT} beurteilt. Dieser ist der quadratische Mittelwert¹⁶ der frequenzbewerteten zeitabhängigen Beschleunigung $a_w(t)$ über den Zeitraum T [LHG⁺99, Sol06, Gri12], vgl. Gleichung 2.1.

$$a_{wT} = \sqrt{\frac{1}{T} \int_0^T a_w^2(t) dt} \quad (2.1)$$

Die Frequenzbewertung der Beschleunigung $a_w(t)$ erfolgt über sogenannte Bewertungsfunktionen, welche sich je nach Richtung und Einleitungsort unterscheiden und abhängig von der Anregungsart (harmonisch, periodisch und/oder stochastisch) mit Korrekturfaktoren verrechnet werden. Breitbandige stochastische Anregungen sollen dabei als unangenehmer empfunden werden als schmalbandige periodische Funktionen [Kli96, S. 171], [MW14, S. 363]. [ISO97, Kna10, VDI12, MW14]

Da insbesondere bei nicht-stationären Signalen der RMS-Wert keine ausreichende Korrelation mit dem subjektiven Empfinden aufweisen soll, wurden mit Hilfe des Crest-Faktors [LHG⁺99, Gri12] und des RMQ-Werts [LHG⁺99, Gri12, JW15] weitere Kennwerte eingeführt. Der Crest-Faktor beschreibt das Verhältnis aus dem Peak-Wert eines Signals und dem RMS-Wert, während der RMQ-Wert analog dem RMS-Wert unter Verwendung der vierten Potenz und der quartischen Wurzel berechnet wird.

Um die Grenzen der gegebenen objektiven Bewertungsmöglichkeiten zu erweitern, wurden in der Vergangenheit eine Vielzahl von Untersuchungen durchgeführt. Eine detaillierte Erläuterung der verschiedenen Methoden liegt außerhalb des Fokus dieser Arbeit. Für weiterführende Informationen sei beispielsweise auf die Arbeiten von [Cuc93, Kli96, See02, CDGL06, ST06, Kna10, Mai12] verwiesen.

PROZESSORIENTIERTE BEWERTUNGSVERFAHREN

Viele der im vorherigen Unterabschnitt genannten Methoden basieren auf einer Korrelation von subjektiven mit objektiven Eigenschaften und haben das Ziel eine einheitliche Berechnungsgröße zur Beurteilung des Fahrkomforts zu erhalten. Dazu sind sie in der Regel an

¹⁶engl.: root mean square - kurz: RMS



bestimmte Anregungssignale, Richtungen und Einleitungsstellen gebunden. Die Subjektivbeurteilung im Prozess orientiert sich jedoch an der differenzierten Bewertung unterschiedlicher Phänomene, um eine Vergleichbarkeit verschiedener Fahrzeuge hinsichtlich verschiedener Kriterien zu ermöglichen. [APK18] Im Gegensatz zur Verwendung einer einzigen Kennzahl wird damit die Maßnahmenableitung anhand verschiedener Kategorien begünstigt. Deshalb zielen ebenfalls die objektiven Methoden beim Fahrzeughersteller häufig darauf ab, anhand der firmeneigenen Zielwerte verschiedene Wettbewerberfahrzeuge zu vergleichen und Zielwerte sowie Maßnahmen für das nachfolgende Fahrzeug zu definieren. Eine Unterteilung in charakteristische Kennwerte innerhalb der Kategorien primary und secondary ride (vgl. auch Unterabschnitt 2.2.1) wird beispielsweise in Abbildung 2.4 dargestellt. Dabei wird gezielt keine Gewichtung von Kennwerten durchgeführt, um eine objektive Vergleichsbasis zu erhalten.



Abbildung 2.4.: Objektive Komfortkenngrößen, Klassifikation von Wettbewerberfahrzeugen und Zielbereiche (grau), in Anlehnung an [JUP15]

Zur Identifikation solcher ungewichteten Kennwerte werden Ausgangsbeschleunigungen oder Übertragungsfunktionen verwendet [Sch13, EBG14]. Ein Vorteil der Übertragungsfunktionen liegt darin, dass sie (unter linearen Bedingungen) anregungsunabhängig sind, sodass verschiedene Fahrbahnprofile deren Werte nicht beeinflussen. Weiterhin sind sie charakteristisch für das untersuchte System. Dadurch lässt sich einerseits die Zusammensetzung der Systemantwort aus Beiträgen einzelner Pfade (Transferpfadanalyse¹⁷) detaillierter untersuchen, andererseits lassen sich auch zugehörige Systemparameter bestimmen. Jedoch kann im Gegensatz zur Ausgangsbeschleunigung eine Übertragungsfunktion niemals direkt mit dem Komfortempfinden korreliert werden, da die Systemantwort aufgrund der Anregung Überhöhungen aufweisen kann, an deren Stelle in der Übertragungsfunktion keine Auffälligkeiten zu erkennen sind. Weiterhin liegt im Fahrkomfort nur bedingt die benötigte Linearität des betrachteten Gesamtfahrzeugsystems vor. Zusätzlich können geringe Werte im Anregungsspektrum dafür sorgen, dass die Übertragungsfunktion numerisch bedingte

¹⁷kurz: TPA



Peaks aufweist, welche nicht dem Systemverhalten zugeordnet werden können. Da in den meisten Fällen das Straßenprofil als Eingangssignal dient, dieses sich im Betrieb jedoch nur aufwendig über Lasersensoren bestimmen lässt [Wal02, Ili12], ist es darüber hinaus möglich, dass kein Eingangssignal für die Berechnung von Übertragungsfunktionen vorliegt. Die Bestimmung von Straßenprofilen mittels spezieller Methoden [IDM05, IDM06] resultiert in geeigneten Eingabedaten für die Simulation, geben aber keine Auskunft über die tatsächliche Trajektorie eines Versuchsfahrzeugs. Eine modellbasierte Rückrechnung auf das Straßenprofil setzt ein für den Frequenzbereich valides Gesamtfahrzeugmodell voraus, womit sich die Bestimmung von Übertragungsfunktionen aus einer Messung erübrigt.

DISKUSSION VON GESAMTFAHRZEUGKENNWERTEN IM HINBLICK AUF DIE ZIELSTELLUNG DER ARBEIT

Der vorangegangene Abschnitt beschäftigte sich mit der subjektiven und objektiven Bewertung des Fahrkomforts auf Gesamtfahrzeugebene. Für die Ableitung geeigneter Subsystemmodelle ist die Definition von Referenzgrößen auf Gesamtfahrzeugebene zur Beurteilung der Modellvalidität von entscheidender Bedeutung. Die Literatur hat dahingehend gezeigt, dass eine Vielzahl von objektiven Bewertungsmethoden existiert, um den Fahrkomfort mit verschiedenen Kennzahlen zu beurteilen. Wenn ein einziger Komfortkennwert (vgl. Unterabschnitt 2.2.2) zur Beurteilung der Validität des Subsystemmodells herangezogen wird, können sich bei dessen Berechnung verschiedene Defizite aus einzelnen Einflussgrößen kompensieren und ein valides Ergebnis zeigen, obwohl die Systemphysik des Modells unzureichend abgebildet ist. Das wird durch die Verwendung spezifischer Kennwerte für einzelne Komfortphänomene gemäß Abbildung 2.4 größtenteils vermieden. Jedoch können sich diese zukünftig ändern bzw. sind sie bei verschiedenen Fahrzeugherstellern bereits unterschiedlich ausgeprägt. Daher birgt ein Fokus auf spezifische Kennwerte das Risiko, ein genau für die spezielle Anwendung angepasstes Modell zu entwickeln, welches bei Variation der Kennwerte nicht mehr ausreichend valide Ergebnisse generiert.

Daher wird für die Erstellung des Subsystemmodells das Ziel formuliert, eine der Komponentenebene gleichwertige Abstraktionsebene zu entwickeln, bei der innerhalb festgelegter Grenzen die Subsystemeigenschaften identisch zu der kumulativen Wirkung der Komponenten sind. Sofern es prozesstechnische Randbedingungen erfordern, kann in einem zweiten Schritt der Parameterraum im Hinblick auf einzelne Kennwerte reduziert werden.

2.3. ANALYSE UND MODELLIERUNG DYNAMISCHER SYSTEME

Im folgenden Abschnitt werden Grundkenntnisse der Analyse und Modellierung dynamischer Systeme vermittelt. Dazu sollen zunächst die allgemeinen Kennwerte der Übertragungseigenschaften betrachtet und anschließend auf konkrete Modellelemente eingegangen werden. Modellierungsansätze zur Abbildung von Reibungsphänomenen werden dabei infolge ihrer Relevanz für die vorliegende Arbeit gesondert betrachtet.

2.3.1. KENNWERTE FÜR ÜBERTRAGUNGSEIGENSCHAFTEN

Bei der Bestimmung des Übertragungsverhaltens eines beliebigen Systems ist es erforderlich, dass Kennwerte definiert werden, welche die Systemeigenschaften für die jeweilige Anwendung in geeigneter Form wiedergeben. Daher sollen im Folgenden die Kennwerte näher erläutert werden, welche konventionell für die statische und dynamische Charakterisierung von Systemen (z.B. Dämpfer oder Gummilager) verwendet werden. Diese können unter der Kenntnis über deren Gültigkeitsbereich auch für die Betrachtung von Subsystemen herangezogen werden.



Bei der statischen Charakterisierung werden gewöhnlicherweise Kraft-Weg-Diagramme analysiert, welche die statischen Steifigkeitseigenschaften eines Körpers definieren, vgl. Abbildung 2.5. Je nach betrachtetem System können dabei Nichtlinearitäten auftreten, welche sich beispielsweise durch eine Änderung der Steifigkeit über der aktuellen Verformung äußern. Zusätzlich können die Kennlinien von Ein- und Ausfedern eine Fläche aufspannen, welche als Hysterese der Verformung bezeichnet wird. Während diese im dynamischen Fall beispielsweise aus einer viskosen Dämpfung resultieren kann, können auch geschwindigkeitsunabhängige Effekte bereits eine statische Hysterese erzeugen.

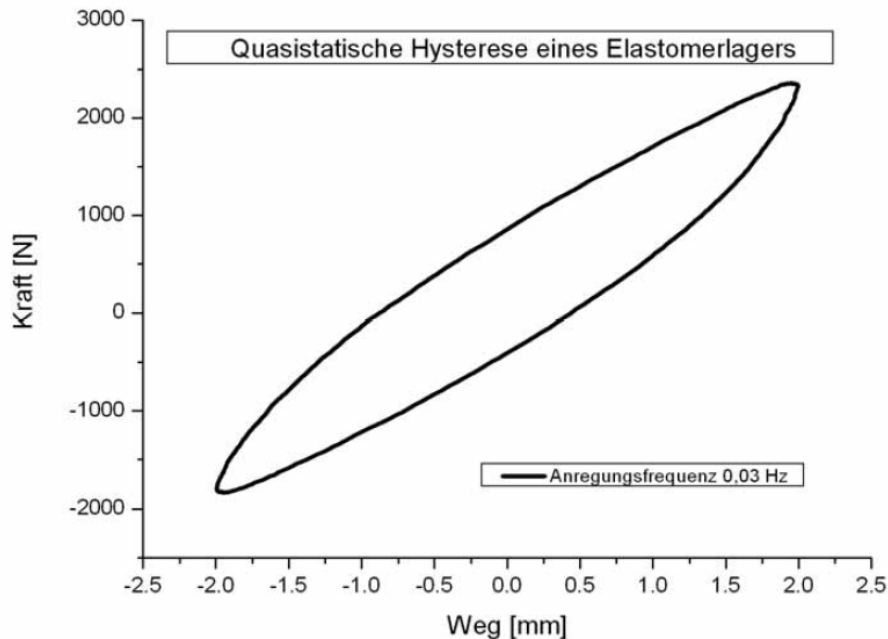


Abbildung 2.5.: Statische Kraft-Weg-Hysterese am Beispiel eines Elastomers [Wal05]

Das dynamische Übertragungsverhalten eines Systems wird wiederum durch Übertragungsfunktionen charakterisiert, welche im komplexen Zahlenraum definiert sind. Eine damit verbundene komplexe Zahl \underline{H} kann beispielsweise in der algebraischen Form oder der Polarform ausgedrückt werden, vgl. Gleichung 2.2.

$$\underline{H} = a_H + ib_H = r \cdot e^{i\phi} \quad (2.2)$$

Die Zahl i wird als imaginäre Einheit bezeichnet, e steht für die eulersche Zahl. Die Charakterisierung der komplexen Zahl \underline{H} erfolgt über deren Real- und Imaginärteil a_H und b_H sowie Amplitude r und Phase ϕ . In der Regel werden entweder die Kombinationen von Real- und Imaginärteil oder von Amplitude und Phase angegeben, was zur Definition des Übertragungsverhaltens mittels einer komplexen Zahl ausreichend ist.

Bei der Bestimmung von Übertragungsfunktionen mit Hilfe harmonischer Funktionen werden in der Regel die komplexen Kennwerte von Aus- und Eingangssignal bei der jeweils angeregten Frequenz f verknüpft. Da bei nichtlinearen Systemen darüber hinaus ebenfalls weitere Frequenzen auftreten [Kha02, S. 4], wird mittels dieser Vorgehensweise das Verhalten des Systems zwangsläufig linearisiert. Es wird davon ausgegangen, dass sowohl Eingangs- als auch Ausgangssignal eingeschwungene harmonische Funktionen wiedergeben, ohne dass sich Amplitude oder Phase über den zeitlichen Verlauf verändern. Infolgedessen können nichtlineare Systeme, die diese Bedingung nicht erfüllen, die gleichen dynamischen Kenn-



werte aufweisen und dennoch für eine veränderte Systemantwort sorgen, wie bereits in [MMF10] am Beispiel eines Motorlagers nachgewiesen wird.

Es lässt sich nicht verallgemeinert definieren, welcher der genannten Kennwerte für eine Analyse bevorzugt betrachtet werden sollte, sodass dies in Abhängigkeit von der jeweiligen Anwendung auszuwählen ist.

2.3.2. MECHANISCHE ERSATZMODELLE

Das Grundelement zur Abbildung der statischen Steifigkeit eines Systems stellt die ideal elastische Feder dar [Jaz14]. Deren Federkonstante c gibt das Verhältnis aus Kraft und Verformung in N/m wieder. Realteil und Amplitude entsprechen der Federkonstante. Imaginärteil und Phase sind null. Zur Abbildung einer nichtlinearen Federsteifigkeit mit Progressionen werden entsprechende nichtlineare Federelemente [See02, SDR11, Ame13] eingesetzt.

Die Dämpfungskonstante bzw. der Dämpfungsbeiwert k des viskosen Dämpfers [OÄW⁺98, Put07, SDR11, Jaz14] gibt das Verhältnis von Kraft zu Geschwindigkeit in Ns/m wieder. Bezogen auf den Verformungsweg ist der Realteil des Übertragungsgliedes null und die Phase 90° . Der Imaginärteil steigt über der Frequenz f linear an, wobei die Dämpfungskonstante dem Anstieg entspricht. Die Amplitude ist identisch zum Imaginärteil.

Die Feder- und Dämpferelemente lassen sich weiterhin in verschiedenen Kombinationen zusammenschalten. Die geläufigsten Modellvorstellungen sind dabei das Kelvin-Voigt Modell [Wal02, YND01, Sjö02, Ada14], das Maxwell-Modell [Wal02, See02, Sjö02, Lio06, SDR11, Str11, Ame13, Ada14] und das Gehmann-Modell [Wal02, Sjö02, MW14]. Eine Übersicht über die Amplituden- und Phasenverläufe der Modelle zwischen Kraft- und Wegamplitude über der Frequenz ist in Abbildung 2.6 gegeben. Die Modelle werden von WALLENTOWITZ anhand des Reifens erläutert, sind jedoch auch beliebig auf andere Systeme übertragbar.

Das Hooke-Modell entspricht einer einzelnen Feder, weshalb die resultierende Kraft eine konstante Amplitude über der Frequenz besitzt und in Phase mit der Anregung ist. Das Kelvin-Voigt-Modell, als Parallelschaltung von Feder und Dämpfer, zeigt einen monotonen Anstieg der Amplitude über der Frequenz, wobei sich die Phase asymptotisch an 90° annähert. Infolge seiner Einfachheit und Anschaulichkeit wird das Modell für viele Anwendungen eingesetzt [SDR11]. Das Maxwell-Element, als Reihenschaltung von Feder und Dämpfer, zeigt ebenfalls einen Anstieg der Amplitude über der Frequenz, kann jedoch keine statische Steifigkeit darstellen. Um das zu korrigieren, wird beim Gehmann-Modell eine statische Steifigkeit mit einem Maxwell-Element kombiniert. Je nach Parameterabstimmung ist es für niedrige Frequenzen mit geringen Abweichungen mit einem Kelvin-Voigt-Modell vergleichbar. Jedoch zeigen das Gehmann- und das Maxwell-Modell bei höheren Frequenzen eine Sättigung in der Amplitude. Die Phase des Gehmann-Modells weist ein lokales Maximum auf und konvergiert für $f \rightarrow \infty$ gegen 0° .

Eine weitere Zusammenschaltung von Feder- und Dämpferelementen in Kombination mit einer Masse [Jaz14], stellt das Hydrolager-Modell dar [Kli96, YND01, SG03, SHB10, Ame13, Ada14]. Die Masse wird verwendet, um die Resonanz der Fluidmasse darzustellen, welche innerhalb eines bestimmten Frequenzbereichs ein Dämpfungsmaximum erzeugt. Der Modellaufbau ist in Abbildung 2.7 dargestellt.

Der Eingangsweg h an der Oberseite des Lagers resultiert in einer Kraft F_U . Die Steifigkeit c_G und Dämpfung k_G repräsentieren dabei die Steifigkeit und Dämpfung eines konventionellen Kelvin-Voigt-Elements zur Abbildung des Verhaltens des Gummitragkörpers. Zu diesem wird ein hydraulischer Pfad parallel geschaltet, welcher aus einer Reihenschaltung von Fluidsteifigkeit c_{F1} , Dämpfung k_{F1} und effektiver Fluidmasse m_{F1} besteht.

Die Bewegung der Fluidmasse u_M in Abhängigkeit des Anregungswegs h leitet sich dabei aus dem in Gleichung 2.3 dargestellten Kräftegleichgewicht ab.

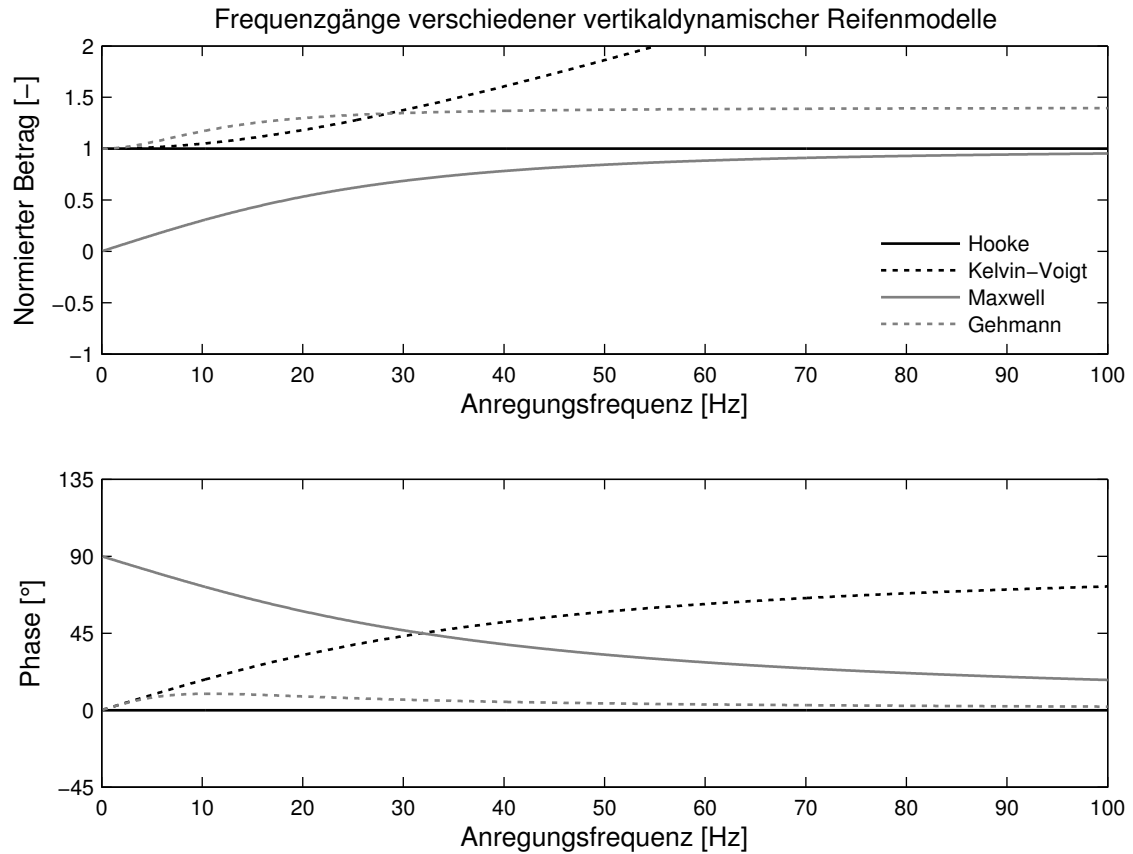


Abbildung 2.6.: Amplitude und Phase der Übertragungsfunktion zwischen Kraft und Verformungsweg für verschiedene Kombinationen von Feder- und Dämpfungselementen, in Anlehnung an [Wal02, S. 64]

$$-c_{\text{FI}}(u_{\text{M}} - h) - k_{\text{FI}}\dot{u}_{\text{M}} - m_{\text{FI}}\ddot{u}_{\text{M}} = 0 \quad (2.3)$$

Durch Anwendung der Laplace-Transformation unter Berücksichtigung von $s = i\omega$ wird das System in den Frequenzbereich überführt, vgl. Gleichung 2.4. \underline{u}_{M} und \underline{h} stehen nunmehr für die Bewegung der Fluidmasse und den Anregungsweg im Frequenzbereich. ω ist hierbei gleichbedeutend mit der Kreisfrequenz.

$$-c_{\text{FI}}(\underline{u}_{\text{M}}(\omega) - \underline{h}(\omega)) - i\omega k_{\text{FI}}\underline{u}_{\text{M}}(\omega) - \omega^2 m_{\text{FI}}\underline{u}_{\text{M}}(\omega) = 0 \quad (2.4)$$

Durch Umstellen zu $\underline{u}_{\text{M}}(\omega)/\underline{h}(\omega)$ entsteht die Übertragungsfunktion $\underline{G}(\omega)$ nach Gleichung 2.5.

$$\underline{G}(\omega) = \frac{\underline{u}_{\text{M}}(\omega)}{\underline{h}(\omega)} = \frac{c_{\text{FI}}}{c_{\text{FI}} + i\omega k_{\text{FI}} - \omega^2 m_{\text{FI}}} \quad (2.5)$$

Zur Bestimmung der Kraft $\underline{F}_{\text{U}}(\omega)$ am oberen Ende des Modells müssen die Blähfedersteifigkeit mit der Relativbewegung von Anregung und Masse multipliziert sowie zusätzlich die Feder- und Dämpfungskräfte des Gummitragkörpers addiert werden, vgl. Gleichung 2.6.

$$\frac{\underline{F}_{\text{U}}(\omega)}{\underline{h}(\omega)} = c_{\text{G}} + i\omega k_{\text{G}} + c_{\text{FI}} \left(1 - \frac{c_{\text{FI}}}{c_{\text{FI}} + i\omega k_{\text{FI}} - \omega^2 m_{\text{FI}}} \right) \quad (2.6)$$

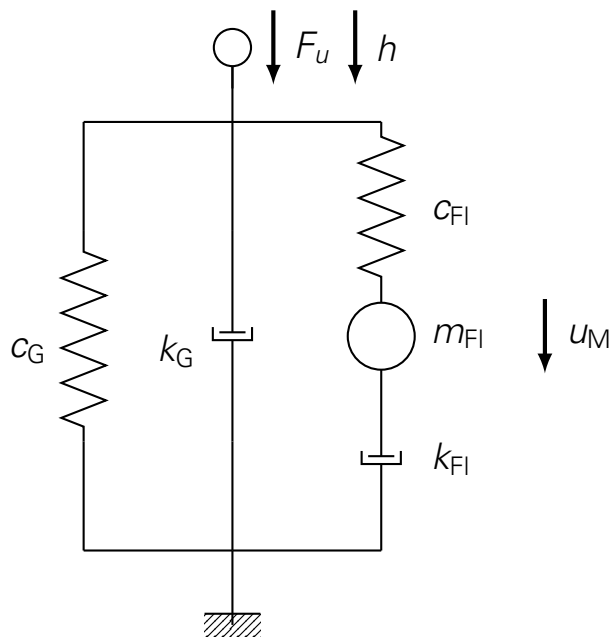


Abbildung 2.7.: Eindimensionales Hydrolager-Modell, in Anlehnung an [KAB+15]

Die resultierende Übertragungsfunktion zwischen Kraft und Verformungsweg für ein Hydrolager ist in Abbildung 2.8 dargestellt.

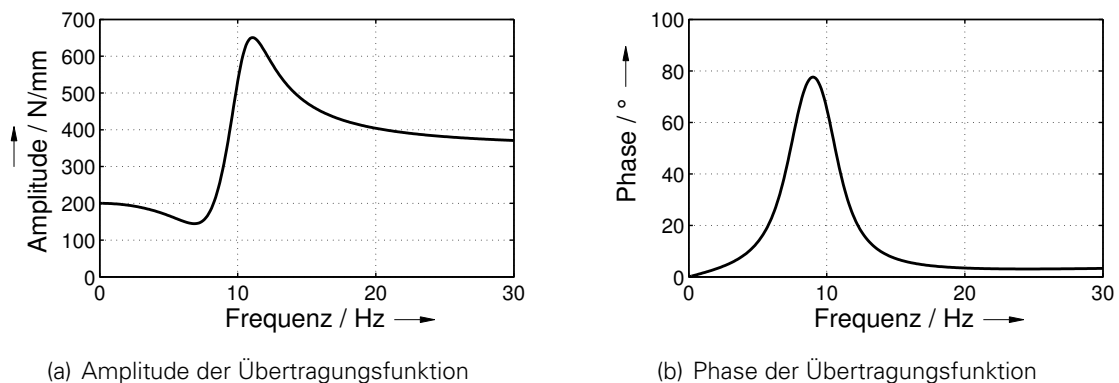


Abbildung 2.8.: Übertragungsfunktion zwischen Kraft und Verformungsweg eines Hydrolagers mit $c_G = 200 \text{ N/mm}$, $k_G = 100 \text{ N/(m/s)}$, $c_{Fl} = 150 \text{ N/mm}$, $k_{Fl} = 700 \text{ N/(m/s)}$, $m_{Fl} = 35 \text{ kg}$

In der Abbildung ist zunächst ein Abfall in der Amplitude zu erkennen, bevor sich ein lokales Maximum ausprägt. Das ist auf die Resonanzschwingung der Fluidmasse in dem Frequenzbereich zurückzuführen. Diese schwingt zunächst gegenphasig und mit steigender Frequenz gleichphasig mit den elastischen Federkräften. Daher werden die auftretenden Kräfte nacheinander getilgt oder verstärkt. Bei höheren Frequenzen bleibt die dynamische Steifigkeit kontinuierlich auf einem höheren Niveau als die statische Steifigkeit. Die Phase zeigt im Resonanzbereich ein ausgeprägtes Maximum, welches im vorliegenden Fall fast 90° beträgt, aber auch noch höher ausfallen kann. Der hohe Phasenwinkel korreliert mit einer hohen Dämpfungswirkung des Lagers in dem jeweiligen Frequenzbereich. Die Dämpfung des Elastomers ist gegenüber den Auswirkungen der Fluidresonanz meist verhältnismäßig



gering. Da die in der Realität auftretenden Übertragungsfunktionen amplitudenabhängig sein können, lassen sich für c_{FI} und k_{FI} ebenfalls nichtlineare, amplitudenabhängige Parameter einsetzen, womit sich auch die in Abbildung 2.8 dargestellten Verläufe verändern.

Neben den genannten Modellansätzen finden sich in der Literatur weitere komplexe Zusammenschaltungen von linearen und nichtlinearen mechanischen Elementen zur Abbildung des Übertragungsverhaltens von Elastomerlagern. Auf eine detaillierte Erläuterung einzelner Ansätze soll hierbei verzichtet und auf Untersuchungen von [Ber98a, Ber98b, Dzi00, PH02, Sjö02, SK02, Wal05, SDR11, SJK13] verwiesen werden. Gemein ist den genannten Ansätzen häufig die Berücksichtigung der statischen Hysterese der Elastomerlager. Deren Abbildbarkeit mit verschiedenen Modellansätzen soll in dem folgenden Abschnitt noch einmal näher beschrieben werden.

2.3.3. MODELLANSÄTZE ZUR ABBILDUNG VON REIBUNGSEFFEKTEN

Reibung tritt in einer Vielzahl von mechanischen Systemen auf. Hinsichtlich des Fahrwerks ist dabei die Reibung in Kugelgelenken, im Dämpfer, aber auch die statische Hysterese von Gummilagern von Bedeutung. Zur Abbildung der statischen Hysterese, welche beispielsweise bereits in Abbildung 2.5 dargestellt wird, existieren eine Vielzahl von Ansätzen, welche die Reibung zwischen Körpern modellieren. Übersichten dazu sind in [OÅW⁺98, LSB08, Rud12] auffindbar. Dabei wird in der Regel zwischen statischen und dynamischen Modellen unterschieden. Im folgenden Abschnitt wird eine Übersicht über ausgewählte Modelle gegeben. Den einfachsten Ansatz zur Abbildung statischer Hysterese stellt das Coulombsche Reibelement dar [YHF81, OÅW⁺98, Wal05, Put07, Ada14, MW14]. Bei einem vorgegebenen Reibungskraftniveau F_h hängt die aktuelle Reibungskraft F_{Reib} dabei ausschließlich vom Vorzeichen der Relativgeschwindigkeit v zwischen zwei Körpern ab, vgl. Gleichung 2.7.

$$F_{\text{Reib}} = F_h \cdot \text{sgn}(v) \quad (2.7)$$

Bei dieser Variante treten beim Vorzeichenwechsel sprunghaft Unterschiede im Kraftniveau auf. Realitätsnäher ist jedoch die Annahme, wie sie von CANUDAS DE WIT et al. beschrieben wird. Demzufolge wird die Reibpaarung zwischen zwei Körpern als ein Kontakt von Bürsten verstanden, welche ausgelenkt werden, bevor sie zu rutschen beginnen. [COAL95] Dadurch kommt der Übergangsbereich zustande, welcher bereits in Abbildung 2.5 an den Umkehrpunkten der Bewegung ersichtlich war. Eine Vielzahl von Untersuchungen fokussieren sich auf die präzise Abbildung dieses Bereichs.

Ein Ansatz stellt eine Reihenschaltung von Feder- und Reibelement dar, welche als Prandtl- oder Jenkin-Element bezeichnet wird [KO93, SH02, See02, Lio06, WMSF⁺09, Ame13]. Dabei tritt eine lineare Krafterhöhung auf, bis das Element zu rutschen beginnt. Zur Darstellung eines weicheren Übergangs eignet sich eine Parallelschaltung von mehreren dieser Elemente, welche als Masing-Element bezeichnet wird [KO93, NMGW01, SH02, Wal05].

Alternativ existieren Ansätze, welche algebraische Gleichungen zur Beschreibung des Übergangsbereichs verwenden. Dazu zählt unter anderem das BERG-Modell [Ber98a, Ber98b, KÇHK12] bzw. Modifikationen davon [SDR11]. In dem Fall basiert die Reibungskraft auf einer mathematischen Funktion zwischen F_{Reib} und der Deformation x , welche von dem letzten Umkehrpunkt der Bewegung abhängt. Dabei wird mathematisch zwischen oberem und unterem Ast der Verformung unterschieden.

Ein algebraischer Ansatz, welcher die entstehende Hysterese kraft kontinuierlich abbildet, ist die Dahl-Reibung [Dah68, Dah77, COAL95, OÅW⁺98]. Diese wurde ursprünglich zur Abbildung der Feststoffreibung in Kugelgelenken verwendet. Die Beschreibung der Reibungskraft erfolgt über ein vom Verformungsweg x abhängiges Differenzial, vgl. Gleichung 2.8. Die integrierte Reibungskraft ist damit stetig.



$$\frac{dF_{\text{Reib}}}{dx} = \sigma \left| 1 - \frac{F_{\text{Reib}}}{F_h} \text{sgn}(\dot{x}) \right|^{i_D} \text{sgn} \left(1 - \frac{F_{\text{Reib}}}{F_h} \text{sgn}(\dot{x}) \right) \quad (2.8)$$

σ steht für die Initialsteifigkeit¹⁸ im Umkehrpunkt der Bewegung, F_h bezeichnet das Coulombsche Reibungskraftniveau und i_D ist ein Formfaktor für die Hysterese. [Dah77]

Weitere Ansätze berücksichtigen darüber hinaus noch Abhängigkeiten der Hysterese von dynamischen Randbedingungen wie der Frequenz oder des Betrags der Geschwindigkeit (z.B. Stribeck-Reibung). Diese sollen hier nicht weiter ausgeführt werden und es wird auf die bereits genannte Literatur zur Übersicht über Reibmodelle verwiesen.

2.4. STAND DER FORSCHUNG ZU EIGENSCHAFTEN VON SUBSYSTEMEN

Da die Modellierung des Gesamtfahrzeugs auf Subsystemebene ein primäres Ziel der vorliegenden Arbeit darstellt, sollen in dem folgenden Kapitel die Erkenntnisse zu Subsystemeigenschaften nach dem Stand der Technik dargestellt werden. Dabei soll unter anderem zwischen Aufbau und Fahrwerk, Rad und Reifen, Aggregat, Hilfsrahmen und Differenzial sowie weiteren Subsystemen unterschieden werden. Da ebenfalls die Verknüpfung von Subsystem- und Komponenteneigenschaften eine wesentliche Rolle spielt, soll neben der Darstellung der physikalischen Eigenschaften des Gesamtsystems, unter anderem auch auf die Einflüsse verschiedener Komponenten eingegangen werden. Es wird in dem Zusammenhang darauf hingewiesen, dass in dem folgenden Abschnitt nur die für die Thematik relevantesten Untersuchungen betrachtet werden, da eine vollständige Darlegung aller Sachverhalte über den Rahmen der Arbeit hinausgeht.

2.4.1. AUFBAUSCHWINGUNGSVERHALTEN

Der Frequenzbereich der Aufbauschwingung verschiedener Kraftfahrzeuge, welcher durch eine Hub-, Nick- und/oder Rollbewegung des Aufbaus auf dem Fahrwerk charakterisiert ist, kann mit etwa 0,5 bis 2 Hz abgeschätzt werden [STM12, MW14]. Die Hubeigenfrequenz liegt dabei in einem Bereich von 0,8 bis 1,3 Hz [CBVD97]. Der genannte Bereich wird häufig gewählt, weil er mit der Frequenz laufender Menschen korreliert, welche knapp über 1 Hz [BH04] bzw. zwischen 1,17 Hz und 1,66 Hz liegen soll [CBVD97]. Weiterhin kann bei Eigenfrequenzen von unter 0,5 Hz Seekrankheit auftreten. Auch wenn innerhalb dieser Grenzen eine weichere Aufbaufeder für besseren Komfort sorgt, muss die Steifigkeit hoch genug bleiben, um die Aufbauhöhe bei Fahrdynamikmanövern oder anderen Lasten beizubehalten sowie die Radlastschwankung und Radeinfederung zu begrenzen [Rei83, BH04, SMS08]. Die Eigenschaften des Aufbauschwingungssystems werden gewöhnlicherweise mit Hilfe der Übertragungsfunktion zwischen Aufbau und Anregung charakterisiert. In Abbildung 2.9 ist deren Amplitudengang für einen eindimensionalen Zwei-Massen-Schwinger als Viertel-fahrzeug [SHB10, Rös12, Jaz14, MW14], bestehend aus Radmasse m_R , Aufbaumasse m_A , Reifenfedersteifigkeit c_R , Fahrwerksfedersteifigkeit c_F sowie Fahrwerksdämpferkonstante k_F , dargestellt. Um die Auswirkungen der Radschwingung besser erkennbar zu machen, wird die Übertragungsfunktion zwischen Ausgangsbeschleunigung und Anregungsweg verwendet.

Der erste Peak, welcher in der Übertragungsfunktion erkennbar ist, resultiert aus der Eigenfrequenz des Aufbaus. Der zweite Peak bei höherer Frequenz hängt mit der Radresonanz zusammen. [STM12] In Analogie zu Unterabschnitt 2.2.1 wird der Bereich im Umfeld des

¹⁸DAHL bezeichnet den Parameter in der Originalquelle auch als "Reststeifigkeitsparameter" [Dah77].

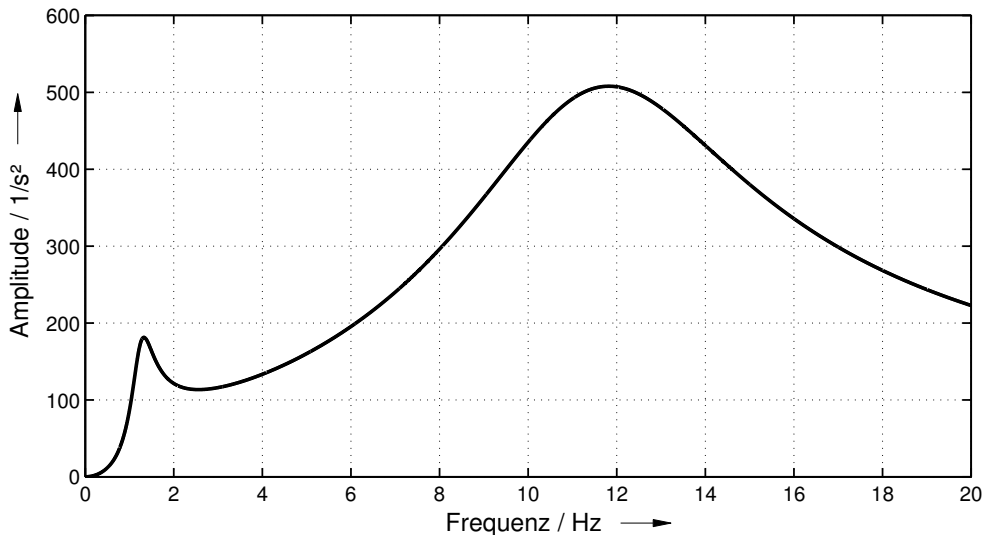


Abbildung 2.9.: Übertragungsfunktion zwischen Aufbaubeschleunigung und Anregungsweg bei einem Zwei-Massen-Schwinger als Viertelfahrzeug mit $m_A = 500$ kg, $c_F = 35$ N/mm, $k_F = 2000$ N/(m/s), $m_R = 50$ kg, $c_R = 250$ N/mm

ersten Peaks mit dem Aufbauresonanzverhalten korreliert, während der darauffolgende Bereich mit geringerer Amplitude charakteristisch für das Phänomen der Isolation ist. Die Definition der zugehörigen Frequenzbereiche ist unterschiedlich.

Mit Hilfe der Modellvorstellung kann der Einfluss verschiedener Variationen am Fahrzeug auf die Übertragungsfunktion geprüft werden. Bezüglich der Auswirkungen von Änderungen in der Aufbaufeder, der Aufbaudämpfung, der Reifensteifigkeit und der reifengefederten Masse sei auf [Gil92, S. 154-157, 164-165] und [MW14, S. 384-390] verwiesen.

Abgesehen von der Betrachtung einer reinen Vertikalbewegung des Viertelfahrzeugs ist das reale Fahrzeug ein Mehreingangssystem, wobei die Vorder- und Hinterachse in Longitudinalrichtung durch den Radstand sowie das linke und rechte Rad in Lateralrichtung durch die Spurweite versetzt sind. Abhängig von der Art der Anregung sowie den Fahrzeugeigenschaften treten daher Hub- und Nickbewegungen in der Regel gekoppelt auf [Gil92, S. 168]. Die gegenseitige Beeinflussung der Aufbaubewegung jeweils über der Vorder- und Hinterachse kann über die Koppelmasse bestimmt werden [Wal02, S. 94-95], [MW14, S. 298]. Gemäß THITE et al. kann infolge der Nickbewegung ein weiterer Peak in der Aufbauübertragungsfunktion in der Nähe der Hubeigenfrequenz offensichtlich werden [TBIB11].

Bei Übertragen dieses mehrdimensionalen Ansatzes auf ein Fahrzeug, welches über eine unebene Straße fährt, treten an Vorder- und Hinterachse zeitversetzt dieselben Anregungen auf. Der Zeitversatz Δt zwischen den Anregungen lässt sich unter Vernachlässigung weiterer Effekte, wie beispielsweise der kinematischen und elastokinematischen Radstandsänderung, vereinfacht aus Radstand l_{Fzg} und Fahrgeschwindigkeit v , berechnen, vgl. Gleichung 2.9.

$$\Delta t = \frac{l_{Fzg}}{v} \quad (2.9)$$

Dieser Zeitversatz kann als Filter für die Hub- und Nickbewegung verstanden werden. Je nach Wellenlänge der Straßenanregung werden bevorzugt Hub- oder Nickbewegungen des Fahrzeugs angeregt. Bei geringen Wellenlängen, bei denen der Radstand einem ganzzahligen Vielfachen der Wellenlänge entspricht, wird vorwiegend das Huben des Fahrzeugs induziert. Bei Wellenlängen, deren ungerades Vielfaches dem Doppelten des Radstands entspricht,



tendiert das Fahrzeug wiederum vorwiegend zum Nicken. [Gil92, S. 168 u. 169] Gekoppelt mit der Geschwindigkeit v werden im Zeitbereich demnach ebenfalls bestimmte Hub- und Nickanregungen bevorzugt angeregt. EISENBARTH et al. nutzen diesen Umstand aus, indem verschiedene Fahrzeuge mit mehreren Geschwindigkeiten auf unebenen Straßen vermessen werden. Somit können Minima im angeregten Hub- und Nickspektrum ausgemittelt werden [EBG14].

2.4.2. FAHRWERKSEIGENSCHAFTEN

Das dargestellte Aufbauschwingungsverhalten hängt unter anderem maßgeblich von den Eigenschaften des Subsystems Fahrwerk ab. Darüber hinaus übernimmt das Fahrwerk ebenfalls weitere Fahrzeugfunktionen wie die Gewährleistung der Fahrsicherheit [Tho08], die Radführung, das Lenken, das Dämpfen oder das Bremsen [HEG13]. SOLIMAN et al. geben an, dass das ideale Fahrwerk in der Lage ist, den Aufbau von den Fahrbahnunebenheiten zu isolieren sowie (unter weiterer Berücksichtigung des Reifens) die Lenk-, Brems- und Antriebskräfte auf die Straße zu übertragen [SMS08]. Als Zielkriterien für die Achsoptimierung lassen sich dabei beispielsweise die Aufbaubeschleunigung, als Maß für den Diskomfort (vgl. Unterabschnitt 2.2.2), der ausgenutzte Federweg¹⁹, als wichtiges Entwicklungskriterium für das Achskonzept, sowie die dynamische Radlast, als Kriterium für die Fahrsicherheit, definieren [Sol06]. Komfort und Fahrdynamik weisen dabei häufig Zielkonflikte auf [TBIB11]. Die Fähigkeit des Fahrwerks, die gegebenen Aufgaben optimal zu erfüllen, hängt maßgeblich von dessen Übertragungsverhalten ab. Dieses ist durch Geometrie, Massen, Trägheiten, Elastizitäten und Dämpfungen geprägt [TGU04]. Dabei besitzen viele Bauteile nichtlineare Eigenschaften, wie eine Amplituden-, Vorlast- oder Temperaturabhängigkeit sowie Reibung [SEM08].

Die Wirkungsweise des Fahrwerks kann als Überlagerung von Kinematik und Elastokinematik verstanden werden [KCGW05]. Kinematik stellt die rein geometrische Bewegung der Achse ohne Krafteinwirkung dar, während Elastokinematik das charakteristische Nachgiebigkeitsverhalten des Fahrwerks unter Krafteinwirkung beschreibt [Mor04].

KINEMATISCHE UND ELASTOKINEMATISCHE EIGENSCHAFTEN DES FAHRWERKS

Die kinematischen Eigenschaften der Achse sind ausschließlich durch die geometrische Anordnung von Lenkern bzw. zugehörigen Anbindungspunkten an Radträger und Achsträger bzw. Karosserie definiert. Der Radträger, welcher als dreidimensionaler Starrkörper drei translatorische und drei rotatorische Freiheitsgrade besitzt, wird durch verschiedene Lenker gefesselt, sodass als Freiheitsgrad lediglich die Einfederbewegung übrig bleibt. Die resultierende Einfederbewegung ist infolge der Lenkeranordnung nicht zwangsweise eine reine Hubbewegung, sondern verläuft auf einer Bahnkurve, vgl. Abbildung 2.10.

Demnach ändern sich über dem kinematischen Einfedern die Radstellungsgrößen des Fahrwerks, wodurch sich gewünschte fahrdynamische Effekte, wie beispielsweise die Einstellung negativen Sturzes beim Einfedern, umsetzen lassen. Zur Beschreibung der Bewegung des Radträgers werden die benötigten Gleichungen beispielsweise durch MATSCHINSKY und SCHRAMM et al. dargelegt [Mat07, SHB10].

Alternativ dazu lässt sich auch ein Momentanpol verwenden, um die Bewegungsrichtung der Koppel anschaulich darzustellen (vgl. Abbildung 2.11). Dieser stellt den aktuellen Punkt dar, um den die Drehbewegung des Radträgers erfolgt. MATSCHINSKY verweist zusätzlich darauf, dass der Geschwindigkeitsvektor, mit dem sich der Radträger um diesen Pol bewegt, direkt mit der Abstützung von Kräften verbunden ist. Demnach korreliert der Abstützungswinkel der Kräfte mit der Momentanpollage sowie der Drehbewegung des Radträgers. [Mat07]

¹⁹engl.: suspension working space - kurz: SWS

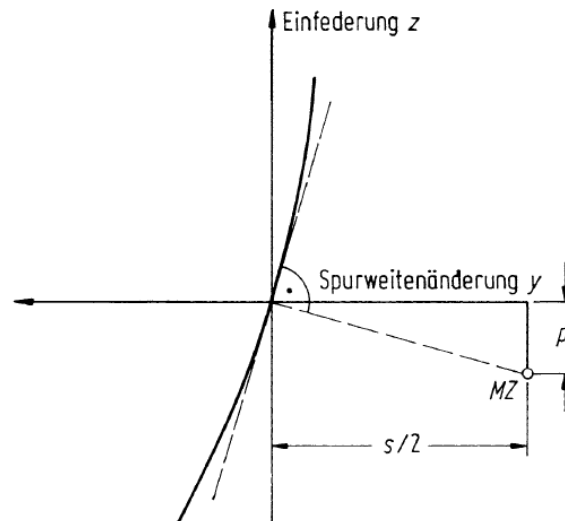


Abbildung 2.10.: Radhubkurve des Radaufstandspunktes aufgetragen als Einfederung über der Spurweitenänderung [MW14, S. 831]

Die elastokinematischen Eigenschaften hängen wiederum von den in der Achse enthaltenen Nachgiebigkeiten, wie z.B. Elastomerlagern, ab. Wenn beispielsweise bei konstanter Einfederung eine Längskraft aufgegeben wird, existiert zwar kein kinematischer Freiheitsgrad, die beteiligten Elastomerlager können jedoch elastokinematisch verformt werden, sodass sich dennoch eine Änderung der Radstellung ergibt. Auch in diesem Fall können die beteiligten Effekte genutzt werden, um das Rad bei auftretenden Kräften in eine fahrdynamisch günstige Position zu bringen.

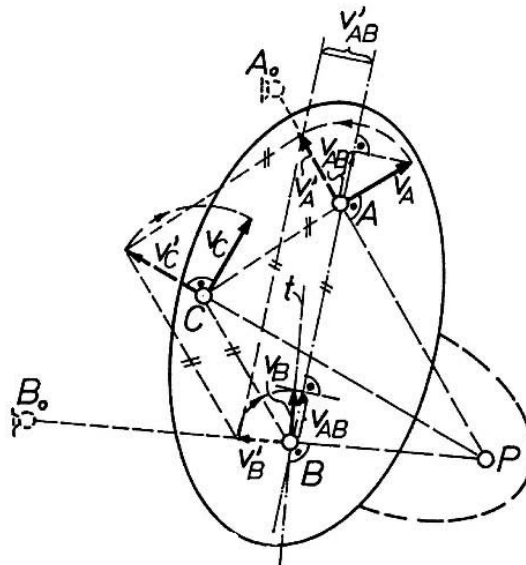


Abbildung 2.11.: Bestimmung des Momentanpols P aus den Senkrechten der Geschwindigkeitsvektoren \vec{v}_A und \vec{v}_B eines Körpers [Mat07, S. 24]



Wie sich die dargelegten kinematischen und elastokinematischen Eigenschaften überlagern, hängt maßgeblich von dem verwendeten Achskonzept ab. Übersichten zu Aufbau, Funktionsweise sowie Vor- und Nachteilen von Fahrwerkskonzepten sind in [Gil92, Mat07, Sch10, SHB10, HEG13, Jaz14] zu finden. Während bei kleineren Fahrzeugen häufig kostengünstigere McPherson- und Verbundlenkerachsen zum Einsatz kommen [MLV04, HMGC13], finden sich in gehobenen Fahrzeugklassen häufiger Achsen mit aufgelösten Lenkeranordnungen, wie Mehrlenker- oder Trapezlenkerachsen. Mehrlenkerachsen sorgen in dem Zusammenhang beispielsweise für mehr Flexibilität in der Abstimmung [Mat07]. Die verschiedenen Achskonzepte können als Grundgerüst für die Übersetzungen der Radträgerbewegung zu den Verformungen der einzelnen Bauteile wie Feder, Dämpfer und Elastomerlager verstanden werden. In Abhängigkeit der Eigenschaften einzelner Komponenten ergeben sich anschließend die Eigenschaften auf Subsystemebene. Daraus resultiert auch, dass sich innerhalb eines bestimmten Frequenzbereichs mit unterschiedlichen Komponentenanordnungen gleiche Subsystemeigenschaften realisieren lassen. Genauso können verschiedene Achskonzepte so ausgelegt werden, dass trotz deren unterschiedlicher Struktur einzelne Kenngrößen auf Subsystemebene gleich sind.

UNTERSUCHUNGEN ZU ACHSEIGENSCHAFTEN AUF SUBSYSTEMEBENE

Hinsichtlich des Fahrwerkverhaltens auf Subsystemebene wurden in der Vergangenheit bereits eine Reihe von Untersuchungen durchgeführt, welche im Folgenden für ausgewählte Beispiele dargelegt werden.

TROULIS et al. untersuchen sowohl simulativ als auch experimentell das Verhalten einer McPherson-Achse im Verbund mit einem Reifen auf einem Innentrommelprüfstand. Dazu bauen sie parallel zu den Laborversuchen nichtlineare Simulationsmodelle auf und validieren diese anhand von Kräften, welche bei der Überfahrt von Einzelhindernissen an verschiedenen Anbindungspunkten auftreten. Die Untersuchungen bilden die Basis für weitere Optimierungen der Wechselwirkungen im System Fahrwerk im Hinblick auf das Gesamtfahrzeugschwingungsverhalten. [TGU04]

Genauso wie TROULIS et al. untersuchen auch HILSCHER und EINSLE das Zusammenwirken von Achse und Reifen an einem Radaufhängungsprüfstand. Dabei wurden sowohl Einzelhindernisse als auch stochastische Fahrbahnen auf einer Außentrommel appliziert und zur Anregung des Reifenlatsches verwendet. Ein Vergleich von Messungen am Radaufhängungsprüfstand gegenüber denen eines einzelnen Reifens am Reifenprüfstand zeigten, dass die Maximalamplituden bei der Überfahrt von Einzelhindernissen sinken, wenn die Achse mit ihrer zusätzlichen Nachgiebigkeit angekoppelt ist. Zusätzlich tritt infolge der Achssteifigkeit die Vertikaleigenfrequenz der reifengefederten Masse in Erscheinung, auf die im folgenden Kapitel noch näher eingegangen wird. [HE07]

MITCHELL et al. stellen die Messung von Achseigenschaften an einem K&C-Prüfstand dar. Insbesondere wird dabei auch auf verschiedene Methoden zur Bestimmung der Momentanpollagen eingegangen. In Analogie zu MATSCHINSKY [Mat07] wird einerseits eine geometrische Methode zur Bestimmung des Momentanpols aus dem Schnittpunkt der verlängerten Lenkerebenen, andererseits die Bestimmung durch den Schnittpunkt aus den Senkrechten zu der Radhubkurve beliebiger Punkte beschrieben. Es wird darauf verwiesen, dass durch die kontinuierliche Bewegung des Momentanpols über der Einfederung zugehörige Analysen nur für kleine Wege zulässig sind. [MSSKL08]

SELL et al. stellen die Charakterisierung des Achsverhaltens auf geeigneten Fahrwerksprüfständen vor. Dabei werden mit verschiedenen Messverfahren zur Bewertung des statischen, dynamischen und transienten Achsverhaltens die Kraftantworten an Rad, Aufbau sowie einzelnen Lagerpunkten bestimmt. Weiterhin werden die Zusammenhänge zwischen den statischen und dynamischen Steifigkeiten auf Subsystemebene sowie Komponentenebene



untersucht. Durch den parallelen Aufbau eines Simulationsmodells wird analysiert, inwiefern die Änderung einzelner Transferpfade die Kraftantwort des Systems beeinflusst, um Optimierungspotenziale abzuschätzen sowie die Anforderungen auf Bauteilebene aus Subsystemmodellen abzuleiten. Die verwendeten Gummielemente sind dabei unter Einbezug von frequenz- und amplitudenabhängigem Verhalten abgebildet. Es wird weiterhin darauf verwiesen, dass eine hohe Längsnachgiebigkeit vorteilhaft für den Fahrkomfort ist. [SEM08] Da insbesondere die Fahrwerke von Hybrid-Fahrzeugen mehr Raumbedarf in lateraler Richtung haben, untersuchen BALIKE et al. inwiefern sich Modifikationen an den Anbindungspunkten einer Doppelquerlenkerachse auf die kinematischen Eigenschaften des Fahrwerks auswirken. Da sich bei der gegebenen Achse die Vertikalverschiebungen der Lagerungen stärker auf das kinematische Verhalten auswirken, wird gezeigt, dass sich der Raumbedarf in lateraler Richtung (welcher vorwiegend durch Querverschiebung der Lagerungen definiert ist) ohne signifikante Einschränkungen um 10 bis 12 % reduzieren lässt. [BRS10b]

In einer weiteren Untersuchung der Autoren wird dargestellt, wie sich Achskinematik und Dämpferasymmetrie auf die dynamische Antwort bei der Überfahrt von Schlaglöchern oder Schwellen auswirken. Ein größeres Verhältnis von Zug- zu Druckdämpfung sorgt für einen geringeren Peak bei der Schwellenüberfahrt, erhöht jedoch das Maximum bei Schlaglöchern. Das optimale Abstimmungsverhältnis ist dabei geschwindigkeitsabhängig, sodass BALIKE et al. vorschlagen eine Minimierungsfunktion für die Bestimmung des Optimums zu verwenden. [BRS10a]

DROTAR et al. stellen die Charakterisierung eines Fahrwerks auf einem Prüfstand vor und entwickeln parallel dazu ein MKS-Modell, welches anhand von Übertragungsfunktionen zwischen den Kräften an Karosserieanbindungsstellen und dem Eingangsweg validiert wird. Neben der Verwendung von flexiblen Körpern für die Fahrwerksbauteile wird ein Gummilagermodell verwendet, welches aus einem nichtlinearen statischen, einem amplitudenabhängigen und einem frequenzabhängigen Modul besteht. Der Dämpfer wird über eine nichtlineare Kraft-Geschwindigkeits-Kennlinie sowie ein zugehöriges Reibelement abgebildet. [DPWM⁺15]

Neben konventionellen Steifigkeits- und Dämpfungseigenschaften ist das Fahrwerk ebenfalls durch Reibungseffekte geprägt [Tho08, S. 36], wobei eine Reihe von Untersuchungen existieren, welche sich mit dieser Thematik auseinandersetzen.

YABUTA et al. haben bereits 1981 die Auswirkungen von Fahrwerksreibung auf Gesamtfahrzeugebene untersucht, indem sie ein Reibungselement in ein Gesamtfahrzeugmodell integriert haben. Durch Analyse der PSD der Aufbauvertikalbeschleunigung mit verschiedenen Straßenprofilen, unterschiedlicher Geschwindigkeit sowie variabler Größe der Reibung konnten sie zeigen, dass insbesondere der Einfluss von Geschwindigkeit und Oberflächenprofil hoch ist. Das gilt besonders für mittlere oder langsame Geschwindigkeiten bei verhältnismäßig glatten Straßen. [YHF81]

GILLESPIE zeigt, dass infolge der Reibung eine Hysterese in der statischen Kraft-Weg-Kennlinie des Fahrwerks auftritt, welche besonders bei geringen Amplituden für eine deutliche Erhöhung der effektiven Steifigkeit sorgt, vgl. Abbildung 2.12. Daher sollte die Fahrwerksreibung minimiert werden, um ein komfortables Fahrverhalten zu erzielen. Infolge der daraus resultierenden Nichtlinearität müssen Simulationen im Zeitbereich durchgeführt werden, um die Übertragungseigenschaften des Fahrzeugs bestimmen zu können. Besonders bei glatten Straßen mit niedrigen Anregungsamplituden ist eine Erhöhung der Aufbaueigenfrequenz sowie -amplitude zu beobachten. Genauso steigt die Überhöhung im Bereich der Achsresonanz deutlich. [Gil92, S. 166-168]

Auch NAKAHARA et al. analysieren die Reibungshysterese des Fahrwerks in Vertikalrichtung. Bei ausreichend kleiner Anregungsamplitude verhält sich das verwendete Reibmodell wie eine Steifigkeit und bei zunehmender Verformung wie ein konstante Gleitreibung. Es wird gezeigt, wie sich aus der Hysterese eine äquivalenter frequenzabhängiger Dämpfungs-

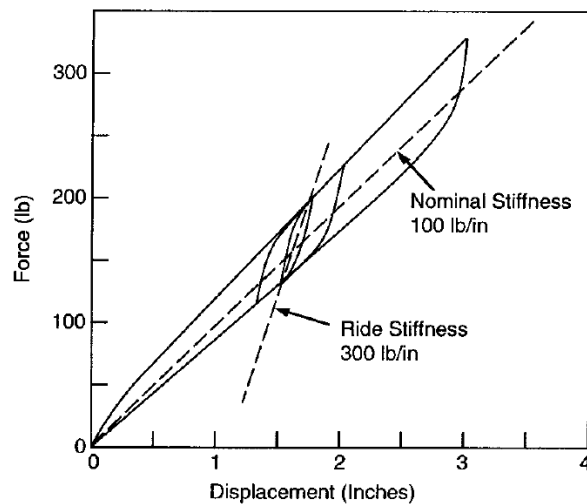


Abbildung 2.12.: Hysterese im Kraft-Weg-Diagramm und Änderung der effektiven Steifigkeit infolge Reibung bei einer Blattfeder [Gil92]

koeffizient bestimmen lässt, und dieser wird mit dem Dämpfungsbeiwert des Dämpfers verglichen. Bis zu einer Relativgeschwindigkeit von 0,03 m/s ist dabei die Dämpfungskraft infolge der Reibung größer. Die Auswirkungen auf Gesamtfahrzeugebene werden anhand von Messung und Simulation auf einer Vierstempel-Prüfanlage betrachtet. In dem Zusammenhang ist ebenfalls ein Anstieg der Aufbaueigenfrequenz bei sinkender Amplitude festzustellen. [NMGW01]

In den Messungen von SELL et al., welche bereits in Unterabschnitt 2.4.2 vorgestellt werden, haben die Autoren ebenfalls eine signifikante Erhöhung der Fahrwerksteifigkeit mit sinkender Amplitude festgestellt, welche infolge von Reibung in Kugelgelenken und hydraulischen Gummilagern entsteht. Dabei wird für die Nebenfederate bei kleinen gegenüber großen Amplituden der Faktor 25 angegeben. [SEM08]

UNTERSUCHUNGEN ZU EIGENSCHAFTEN VON FAHRWERKSKOMPONENTEN

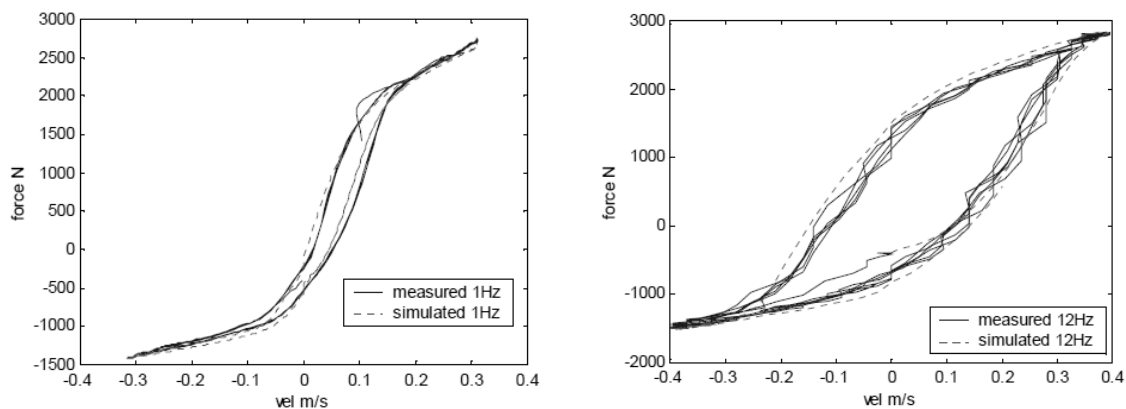
Die im letzten Abschnitt behandelten Fahrwerkseigenschaften auf Subsystemebene werden immer durch eine Kombination verschiedener Komponenten generiert. Je nach Achskonzept können sich dabei einzelne Bestandteile dominanter auf die radbezogenen Eigenschaften auswirken. Die Eigenschaften von Federn, Dämpfern, Gummilagern und Kugelgelenken waren in dem Zusammenhang bereits im Fokus verschiedener Untersuchungen, welche im Folgenden detaillierter ausgeführt werden. In den Beschreibungen wird auf Unterabschnitt 2.3.2 Bezug genommen, indem die dort beschriebenen mechanischen Ersatzmodelle den hier erläuterten Fahrwerkskomponenten entsprechend ihres Verhaltens zugeordnet werden.

Eine Übersicht über verschiedene Arten von Federn ist in [HEG13] zu finden. Während Fahrzeuge früher häufiger mit Blattfedern ausgestattet waren, finden sich in aktuellen Fahrzeugen vorwiegend Schrauben- oder Luftfedern sowie Stabilisatoren für die Wankdynamik. Bei Stahlfedern lässt sich durch die Abstimmung des Federdurchmessers, der Drahtdicke, der Länge und der Windungszahl die gewünschte radbezogene Vertikalsteifigkeit einstellen. [HEG13] Obwohl Stahlfedern im Verhältnis zu anderen Fahrwerkskomponenten noch ein relativ niedriges Verhältnis von Steifigkeit zu Masse aufweisen, sind im Hinblick auf einen betrachteten Frequenzbereich bis 30 Hz keine Kontinuumsschwingungen zu erwarten. WOLF-MONHEIM et al. geben für die in ihrer Achse verwendete Feder beispielsweise eine

erste axiale Eigenfrequenz von 62 Hz an [WMPZD14]. Neben der Schraubenfeder erzeugen ebenfalls Stabilisatoren eine Federwirkung auf den Aufbau, welche jedoch ausschließlich bei wechselseitiger Einfederung von linkem und rechtem Rad zum Einsatz kommt²⁰ [KCGW05]. Der Fahrwerksdämpfer wird je nach Fahrwerksausführung zusammen oder getrennt von der Hauptfeder gelagert²¹. Das Bauteil ist maßgeblich für die Gesamtdämpfung der Achse verantwortlich [Gil92, S. 156]. Da sich dessen Übertragungseigenschaften wiederum mit steigender Frequenz durch verschiedene Effekte ändern, gab es dazu in der Vergangenheit bereits eine Vielzahl von Untersuchungen.

Die am häufigsten verwendete Beschreibung des Dämpfers erfolgt durch die ideale Abhängigkeit der Dämpferkraft von der auftretenden Geschwindigkeit (viskose Dämpfung). Dabei wird in der Regel auf die genormte Kraft-Geschwindigkeitskennlinie (VDA-Kennlinie) zurückgegriffen, welche mittels eines standardisierten Verfahrens an einem Dämpferprüfstand bestimmt wird [Ada14]. Durch Berücksichtigung der Nichtlinearitäten findet dabei ebenfalls eine Unterscheidung zwischen einer Druck- und Zugdämpfung statt.

Gemäß der Literatur wird diese Art der Beschreibung als nicht ausreichend für Fahrkomfortuntersuchungen erachtet, da noch eine Reihe weiterer Effekte das Verhalten des Dämpfers beeinflussen. Dazu gehören einerseits stationäre Gaskräfte, welche für eine geringe Federkraft und somit für eine Ausschubkraft an der Kolbenstange sorgen [Dix07, Ada14]. Andererseits kommen bei höheren Frequenzen ebenfalls Nachgiebigkeiten im Dämpfer zum Tragen, weshalb der Dämpfer nicht mehr ausschließlich als viskos betrachtet werden kann [SC02]. Diese zusätzlichen Nachgiebigkeiten kommen aus der Kompressibilität des Öls, der Kompressibilität von Gasblasen im Öl sowie der Nachgiebigkeit des Zylinderrohrs zustande [Str11]. In der Kraft-Geschwindigkeitskennlinie wird dieses Verhalten durch eine Hysterese verdeutlicht. Das ist in Abbildung 2.13 für zwei Frequenzen dargestellt. Die Größe der Hystereseefläche ist in dem Zusammenhang ein Maß für die Federleistung des Dämpfers [Str11].



(a) Kraft-Geschwindigkeitskennlinie bei sinusförmiger Anregung mit 1 Hz

(b) Kraft-Geschwindigkeitskennlinie bei sinusförmiger Anregung mit 12 Hz

Abbildung 2.13.: Einfluss der Anregungsfrequenz auf die Dämpfungscharakteristik, in Anlehnung an [SC02]

Der Dämpfer wird infolgedessen als Maxwell-Element modelliert [DSR97, Str11, STM12]. Wie in Unterabschnitt 2.3.2 bereits beschrieben, nähert sich in dem Fall mit steigender Frequenz die dynamische Steifigkeit asymptotisch einem Maximalwert an, sowie sinkt der

²⁰Die Aussage trifft unter der Annahme einer rein kinematischen Lagerung, d.h. unter Vernachlässigung von elastomeren Stabilisatorenlagern, zu.

²¹Im ersten Fall handelt es sich um ein Federbein.



Phasenwinkel ab [Str11], vgl. Abbildung 2.6. Anschaulich lässt sich das Verhalten dadurch erklären, dass der Dämpfer mit steigender Frequenz dynamisch immer steifer wird und damit die Verformung der in Reihe geschalteten Feder immer mehr zunimmt. Wenn unter der Bedingung $f \rightarrow \infty$ der Dämpfer als starr angenommen wird, entspricht das Übertragungsverhalten der einer idealen Feder.

Zusätzlich zu den Feder- und Dämpfungseigenschaften treten beim Dämpfer ebenfalls Reibungseffekte auf. Diese resultieren vorwiegend aus der Reibung an den Dichtungen zwischen Kolben und Zylinderwand sowie Kolbenstange und Führungseinheit [Dix07, Str11, Ada14]. Zusätzlich ist für die Größe der Reibung auch noch die im Fahrwerk auftretende Seitenkraft²² von Bedeutung, welche die Reibungskraft vergrößert [Duy00, Dix07]. In der Regel unterliegt der Dämpfer jedoch nur bei einer McPherson-Achse mit radführendem Federbein hohen Seitenkräften. Bei Mehrlenkerachsen sind niedrigere Kräfte zu erwarten. Bei ausreichend geringer Seitenkraft lässt sich das Verhalten mittels Coulombscher Reibung beschreiben [Duy00, Dix07, Str11]. Dabei ist die Reibungskraft nur vom Vorzeichen der Bewegung abhängig. Für den Zweirohrdämpfer gibt DUYM eine Reibungskraft von unter 50 N an, sodass diese im Verhältnis zur auftretenden viskosen Kraft relativ gering ausfällt [Duy00].

LIZARRAGA et al. erweitern die Vorstellung der Coulombschen Reibung und zeigen, dass auch im Stoßdämpfer Stribeck-Reibung und damit Stick-Slip-Effekte auftreten. Gemäß dieses Ansatzes baut sich nach Überschreiten eines Haftreibungswertes schrittweise ein Ölfilm zwischen den Reibungsmedien auf, welcher den Reibbeiwert zunächst senkt, bis die geschwindigkeitsabhängige Schmierfilmreibung für einen erneuten viskosen Kraftanstieg sorgt. In der Untersuchung wird gezeigt, dass dieser Effekt neben der Relativgeschwindigkeit auch von der Bewegungsrichtung sowie der Ausgangslage des Kolbens abhängt. Zusätzlich tritt das Kraftmaximum bei einem von null verschiedenen Geschwindigkeitswert auf. [LSB08]

Neben Federn und Dämpfern spielen unter anderem auch Gummilager eine besondere Rolle für die Reaktion des Fahrwerks hinsichtlich Vibration und Geräusch [SG03]. Zu den wichtigsten Aufgaben von Gummilagern gehören unter anderem die Möglichkeit aufgebrachte Kräfte zu übertragen, spezifische Bewegungen zu ermöglichen, auftretende Schwingungen zu dämpfen sowie höherfrequente Schwingungen und Geräusche zu isolieren [Str11, S. 31], [Ame13, S. 78]. Die Komponente ist dabei als ein sechsdimensionales Kraftelement zu betrachten, welches zwar alle Freiheitsgrade zulässt, aber aufgrund unterschiedlicher Steifigkeiten die Verformung in bestimmte Richtungen bevorzugt.

Am häufigsten wird ein Gummilager als eine Parallelschaltung von Feder und Dämpfer (Kelvin-Voigt Modell) abstrahiert. Zur Berücksichtigung von nichtlinearen Anteilen der Steifigkeiten, welche sich beispielsweise als Progressionen infolge von Anschlägen äußern, werden ebenfalls nichtlineare Kennlinien für die Federsteifigkeit vorgegeben [SDR11, SJK13].

Weiterhin werden in der Literatur häufig der Mullins- und der Payne-Effekt als wesentliche Einflussgrößen auf das Gummiverhalten angeführt. Der Mullins-Effekt wird vorwiegend bei neuen unbelasteten Proben festgestellt, bei denen innerhalb der ersten Belastungszyklen eine Entfestigung des Gummikörpers festzustellen ist. Nach Konditionierung des Materials mit Belastungen, die über dem zu betrachtenden Betriebsbereich liegen, stellt sich ein reproduzierbarer Zustand ein. [Mul48, Mul50, Sed00]

Der Payne-Effekt wiederum kann direkt mit der Amplitudenabhängigkeit gefüllter Elastomere bei zyklischer Beanspruchung verbunden werden. Demnach sinkt die Materialsteifigkeit mit steigender Anregungsamplitude. Der Abfall der dynamischen Steifigkeit über der Amplitude für verschiedene Anteile Ruß im Elastomer ist in Abbildung 2.14 dargestellt. [Pay62, Wal05]. Für die Amplitudenabhängigkeit der Gummilagersteifigkeit wird ebenfalls Reibung bzw. statische Hysterese verantwortlich gemacht [Sjö02]. Die statische Hysterese ist von der Frequenz

²²Die Seitenkräfte können beispielsweise durch Seitenkräfte im Reifenlatsch oder dynamische Massenkräfte erzeugt werden.

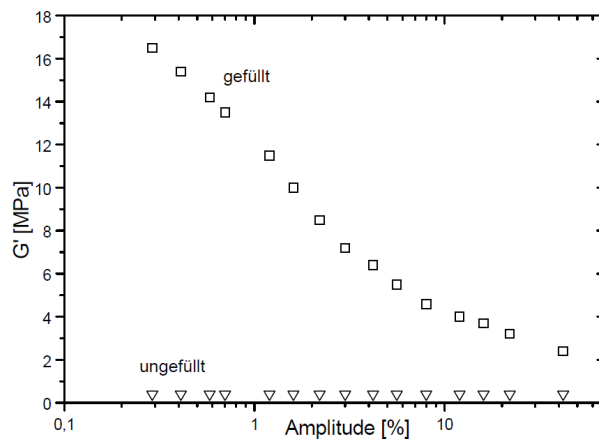


Abbildung 2.14.: Verlauf des dynamischen Schermoduls über der Amplitude für eine ungefüllte und rußgefüllte Elastomerprobe [Böh01, S. 6]

unabhängig und es tritt auch bei sehr langsamer Beanspruchung eine Energiedissipation auf [Wal05]. Infolgedessen ist unter der Bedingung $f \rightarrow 0$ bereits ein Phasenwinkel vorhanden, wie in Abbildung 2.15 erkennbar wird. Aufgrund der Bedeutung der statischen Hysterese für die Amplitudenabhängigkeit des Elastomers wird diese in einigen Modellansätzen ebenfalls berücksichtigt [Ber98b, Dzi00, Sjö02, SDR11], vgl. Unterabschnitt 2.3.3.

Im Gegensatz zur Amplitudenabhängigkeit ist die Frequenzabhängigkeit der dynamischen Steifigkeit bei Gummilagern weniger ausgeprägt [Lio06]. Mit zunehmender Frequenz steigt die dynamische Steifigkeit sowie der Verlustwinkel von Gummi an, vgl. Abbildung 2.15 [Wal05]. Die dynamische Verhärtung kann dabei durch eine viskose Dämpfung abstrahiert werden. Alternativ ist in der Literatur die Abbildung mittels eines Maxwell-Elements, mehrerer parallel geschalteter Maxwell-Elemente oder komplexerer Modelle zur Erfassung der Sättigung von Steifigkeit und Verlustwinkel üblich [PH02, Wal05, WMSF+09, SDR11, SJK13, HEG13].

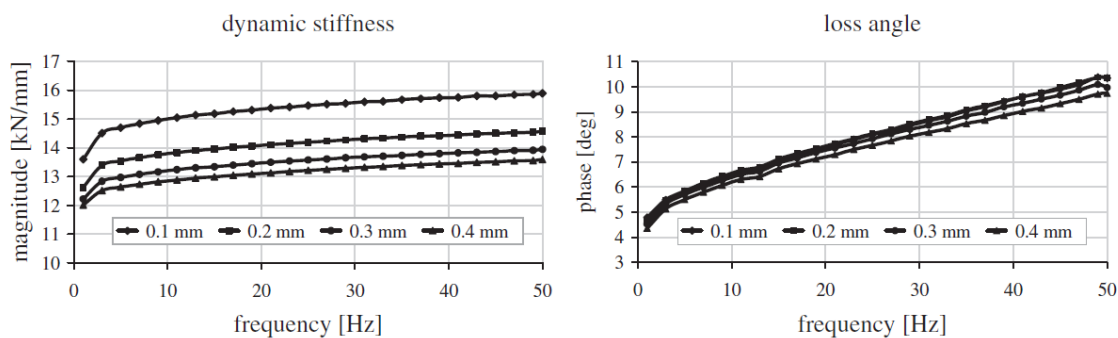


Abbildung 2.15.: Frequenzabhängigkeit von dynamischer Steifigkeit und Phasenwinkel eines Gummilagers [SDR11]

Hinsichtlich der Abstimmung von Gummilagern im Gesamtfahrzeug existieren derzeit relativ allgemeine gehaltene Formulierungen. Entsprechend der Forderung nach hoher Längsnachgiebigkeit auf Subsystemebene ist für das die Längssteifigkeit bestimmende Lager eine geringe Steifigkeit in der jeweiligen Raumrichtung erwünscht. Bei mehreren relevanten Lagern muss eine mehrdimensionale Abstimmung erfolgen. Analog soll die Quersteifigkeit des Fahrwerks bzw. der zugehörigen Lager möglichst hoch sein, damit Änderungen der



Radstellungsgrößen unter Seitenkraft gering bleiben. [HEG13, S. 466]

Weiterhin werden im Fahrwerk ebenfalls hydraulische Gummilager eingesetzt, die eine zusätzliche Dämpfung in einem gewählten Frequenzbereich generieren, welche gemäß SAUER und GUY dazu dient, die Radeigenfrequenz im Bereich von 10 bis 17 Hz unabhängig vom Stoßdämpfer zu bedämpfen. Im Gegensatz zu hoch dämpfenden Gummimischungen unterliegen hydraulische Lager jedoch nicht einem so hohen Abfall an Kriechfestigkeit und Haltbarkeit. [SG03]

Für die Vertikaldynamik ist insbesondere das Dämpferlager bedeutend. Neben den bereits intern im Dämpfersystem auftretenden Elastizitäten stellt dieses eine weitere Nachgiebigkeit dar, welche mit dem Dämpfer in Reihe geschaltet wird. Die Folge ist, dass bei hoher Dynamik das Lager anstelle des Dämpfers ausgelenkt wird und vor allem bei hohen Frequenzen eine bessere Isolation stattfindet, was jedoch auch mit Nachteilen im Primary Ride verbunden ist [Str11, KÇHK12].

Infolge der zusätzlichen realen Federsteifigkeit, welche dynamisch bei der Verwendung des Dämpferlagers entsteht, erhöht sich ebenfalls die Realsteifigkeit des gesamten Systems, insbesondere des Rad-Achs-Verbundes. HABERZETTL et al. zeigen in dem Zusammenhang, zwischen welchen Grenzwerten sich die Vertikaleigenfrequenz der reifengefederten Masse etwa verschiebt, wenn das Dämpferlager vernachlässigt oder als direkte Parallelschaltung zur Fahrwerksfeder (infolge eines unendlich steifen Dämpfers) betrachtet wird [HSWG14]. Eine detailliertere Modellierung des Dämpferlagerverhaltens wird durch KALDAS et al. gegeben. Neben der Betrachtung einer konventionellen Federsteifigkeit werden ebenfalls die Nichtlinearitäten der Federkennlinie, Dämpfungs- sowie Reibungskräfte berücksichtigt. Auf Gesamtfahrzeugebene zeigt sich, dass die Federsteifigkeit die dominierende Eigenschaft ist, jedoch auch Reibung und Dämpfung einen Einfluss haben. [KÇHK12]

Als letzte konventionelle Fahrwerkskomponente wird das Kugelgelenk betrachtet. Als ideales Gelenk stellt dieses eine rein kinematische Verbindung zwischen zwei Bauteilen dar, wobei die drei translatorischen Freiheitsgrade gesperrt und die drei rotatorischen Freiheitsgrade frei gelassen werden [SHB10]. In der Realität ist jedoch zu beachten, dass in Kugelgelenken Reibungsmomente auftreten können, welche die Vorstellung der momentenfreien Übertragung von Kräften in Fahrwerkslenker einschränkt. Demnach ist auch in dem Fall ein Einfluss auf die radbezogenen Reibungskräfte zu erwarten.

Wie bereits in Unterabschnitt 2.3.3 beschrieben, erfolgten Untersuchungen zur Reibung von Kugelgelenken beispielsweise bereits in den 1960er und 1970er Jahren durch DAHL, welcher diese in einem Modell zur Abbildung der Hysterese erfasste.

2.4.3. RAD/REIFENGEFEDERTE MASSE MIT REIFEN

Nachdem in den vorherigen beiden Abschnitten das Schwingungsverhalten des Fahrzeugaufbaus sowie die Eigenschaften des Fahrwerks auf Subsystem- und Komponentenebene erläutert worden, soll in dem folgenden Abschnitt auf das Schwingungsverhalten des Rades bzw. der reifengefederten Massen in Kombination mit Reifeneigenschaften eingegangen werden. In dem Zusammenhang werden auch verschiedene Reifenmodelle erläutert.

FREQUENZABHÄNGIGES SCHWINGUNGSVERHALTEN DER REIFENGEFEDERTEN MASSE

Die Kombination von Reifen- und Fahrwerkssteifigkeiten, gekoppelt mit Masse und Trägheiten der reifengefederten Masse, resultiert ebenfalls in einem schwingungsfähigen System. Dabei steht häufig die Vertikalschwingung der Masse auf der Reifenfeder im Vordergrund der Betrachtung, welche beispielsweise bereits in Unterabschnitt 2.4.1 in der Übertragungsfunktion von Aufbau zu Straße erkennbar wird. Die Lage des zugehörigen Massenschwerpunkts kann etwa auf Höhe des Radmittelpunktes abgeschätzt werden [Mat07]. Aufgrund eines großen Variationsbereichs der reifengefederten Masse sowie der zugehörigen Reifen- und



Achssteifigkeiten, hängen die Frequenzbereiche der Achseigenschwingung entsprechend auch von dem jeweiligen Fahrzeug ab. Der Bereich der Radeigenfrequenz wird je nach Quelle beispielsweise mit 10 bis 14 Hz [CBVD97]; 8 bis 14 Hz [Wal02]; 8 bis 15 Hz [MW14, S. 329] oder 12 bis 16 Hz [Kli96] angegeben. GILLESPIE schätzt die Radeigenfrequenz auf 10 Hz ab, verweist jedoch darauf, dass Reibung diese infolge der höheren effektiven Steifigkeit auf 12 bis 15 Hz erhöht.

Neben diesen rein vertikalen Schwingungen, welche bei rollendem Fahrzeug überlicherweise nicht allein auftreten, existieren auch Eigenfrequenzen in den übrigen Raumrichtungen, welche die Gesamtfahrzeugschwingung beeinflussen. Dabei sind insbesondere noch die Längsrichtung und die Rotation um die Radachse von besonderer Bedeutung, welche in höherfrequenten Bereichen relevanter werden. Weitere Schwingungsphänomene des Rades in den übrigen Raumrichtungen sind beispielsweise in [Dix07, S. 122] zusammengefasst.

KOMFORTRELEVANTES REIFENVERHALTEN

Es ist naheliegend, dass die komplexen Schwingungen des Rad-Achs-Verbundes in großem Maße von den Eigenschaften des Reifens abhängen. Dessen komfortrelevantes Schwingungsverhalten wird daher im Weiteren erläutert.

Wenn bei Verformungen des Reifens in Vertikalrichtung der komplette Latsch wirksam wird, resultiert ein Großteil der auftretenden Steifigkeit aus der Tragkraft der Pressluft²³. Die vertikale Federkennlinie ist dabei nichtlinear, kann jedoch je nach Fragestellung für den jeweiligen Arbeitsbereich linearisiert werden. Ausgehend von einem rollenden Rad sorgen zusätzlich eine zunehmende Fahrgeschwindigkeit sowie ein Schräglaufwinkel für eine Veränderung der Vertikalsteifigkeit, welche je nach Anwendung berücksichtigt werden sollte. [Wal02, MW14] HILSCHER und EINSLE zeigen beispielsweise, dass die quasistatische Reifensteifigkeit beim Übergang vom stehenden zum rollenden Rad zunächst sinkt und anschließend wieder ansteigt [HE07]. ZEGELAAR untersucht darüber hinaus die Steifigkeit unter dynamischer Anregung, wobei der Abfall vom stehenden zum rollenden Rad bei radseitiger stochastischer Anregung mit kleinen Amplituden teilweise über 30 % beträgt. Bei großen sinusförmigen Anregungen sind die Unterschiede zwischen den Geschwindigkeiten nicht so deutlich, jedoch ist die Steifigkeit beim stehenden Rad unter sinusförmiger Anregung bis zu 50 % kleiner gegenüber stochastischer Anregung. [Zeg98]

Bei Überfahrt einer unebenen Straße mit unterschiedlichen Geschwindigkeiten verschiebt sich das angeregte Amplitudenspektrum über der Frequenzachse. Demnach sind Geschwindigkeit und Anregungsfrequenz miteinander gekoppelt. Dennoch können die Auswirkungen von Geschwindigkeit und Frequenz auf das Reifenverhalten nicht als gleichwertige Effekte betrachtet werden. Deshalb ist auch die individuelle dynamische Frequenzabhängigkeit des Reifenverhaltens von Bedeutung. Verschiedene Quellen geben dabei an, dass die Frequenzabhängigkeit des Reifenverhaltens durchaus sehr ausgeprägt sein kann [See02, HE07]. Jedoch führen MITSCHKE und WALLENTOWITZ an, dass die damit verbundene Dämpfung im Verhältnis zum Stoßdämpfer so gering ist, dass sie häufig vernachlässigt wird [MW14].

Die bisher getroffene Annahme, dass die komplette Latschfläche des Reifens verformt wird, ist allerdings nur teilweise zulässig. Aufgrund dessen, dass Rauigkeiten auf der Straßenoberfläche verschiedene Größenordnungen aufweisen, ist der Reifen in der Lage, diejenigen anteilig zu umschließen, welche kleiner als die Latschfläche sind, und so die Achsbewegung zu reduzieren. Der Reifen fungiert als "Filter" für die Unebenheiten, vgl. Abbildung 2.16. Die resultierende Steifigkeit ist geringer als die bei Verformung der ganzen Latschfläche. Gemäß WALLENTOWITZ wird die Kraftreaktion dabei vorwiegend durch die Seitenwandsteifigkeit beeinflusst. [Wal02]

²³Bei Runflat-Reifen kann sich das Verhältnis jedoch ändern.

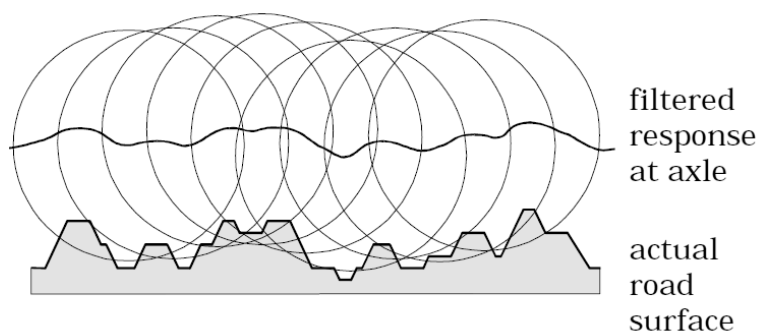


Abbildung 2.16.: Der Reifen als Filter für Straßenunebenheiten, in Anlehnung an [Zeg98]

Für die Umschließung von Hindernissen kann neben der Vertikalsteifigkeit ebenfalls die Längssteifigkeit des Reifens als wichtiger Parameter angeführt werden. ZEGELAAR gibt dafür vier wichtige Parameter an [Zeg98]:

- Longitudinalkraft infolge Längsverschiebung der Felge
- Longitudinalkraft infolge Felgenverdrehung
- Moment um die Radachse infolge Längsverschiebung der Felge
- Moment um die Radachse infolge Felgenverdrehung

Der Autor zeigt, dass die Kreuzterme der Steifigkeiten zwischen Verschiebung und Moment sowie Verdrehung und Kraft nahezu gleich sind. Zusätzlich scheinen die gemessenen Momente und Kräfte über den Reifenradius verknüpft zu sein. Es wird darauf verwiesen, dass sich auch in dem Fall die Steifigkeit beim rollenden Rad unterscheiden kann. Bei der dynamischen Reaktion auf eine Bremsmomentenvariation stiegen die Werte beispielsweise deutlich an. [Zeg98]

Neben dem Reifenumschließungsvermögen sowie der dynamischen Reaktion im niederfrequenten Bereich treten bei höheren Frequenzen ebenfalls Strukturschwingungen (Eigenmoden) im Reifen auf. Dabei ist zwischen einem freien und einem auf einer Oberfläche stehenden Rad zu unterscheiden. Eine detailliertere Erläuterung der verschiedenen Schwingformen liegt außerhalb des Fokus der vorliegenden Arbeit. Bezüglich weiterer Informationen sei dabei auf ZEGELAAR, HILSCHER und EINSLE verwiesen. [Zeg98, HE07, Hil08]

REIFENMODELLE

Zur korrekten Reproduktion der Reifeneigenschaften in einer Fahrzeugsimulation wurden bereits eine Vielzahl von Modellen entwickelt. Dahingehend wird zwischen mathematischen Modellen, physikalischen Modellen oder Mischformen unterschieden [SHB10].

Als Vertreter eines mathematischen Modells gilt beispielsweise das Magic Formula Reifenmodell²⁴. Dieses basiert auf einer Abbildung des Reifenverhaltens mittels mathematischer Formeln, deren Parameter anhand von Messungen an einem Reifenprüfstand parametrisiert werden. Die Modellierung des Reifens ermöglicht dabei nur einen begrenzten Einblick in dessen physikalisches Verhalten, jedoch ist mit der schnellen Auswertung der algebraischen Funktionen eine hohe Simulationsgeschwindigkeit gewährleistet. Der Anwendungsbereich des Modells gilt für Fahrmanöver, in denen die Anregung deutlich unterhalb

²⁴kurz: MF-Tyre oder MFT

der Gürteligenfrequenzen liegt [SHB10], was vorwiegend auf die Fahrdynamik zutrifft. [Zeg98, Pac06, SHB10]

Semi-physikalische Modelle gelten als Mischformen, bei denen mathematische Ansätze und physikalische Modellierungen teilweise überlagert sind. Beispielsweise wird das durch die Kopplung einer semi-analytischen Berechnung von Längs- und Seitenkraft sowie Rückstellmoment mit der Modellierung eines elastisch gelagerten Reifengürtels realisiert. [MGMP97, Ein10]

Physikalische Modelle werden wiederum häufig eingesetzt, um das Komfortverhaltens des Reifens zu simulieren. Für den Fall, dass die Wellenlänge größer als 3 m und der Anstieg kleiner als 5 % sind, kommen Kontaktpunktmodelle zum Einsatz [Zeg98]. Dazu zählen beispielsweise die Abbildung als Feder, Feder-Dämpfer-System oder Gehmann-Modell, welche bereits in Unterabschnitt 2.3.2 erläutert werden. Da die Trennung zwischen den Modellvarianten nicht eindeutig möglich ist, werden die genannten Modelle jedoch auch häufig zu mathematischen Modellen gezählt.

Zur Simulation des höherfrequenten Verhaltens, zu dem auch die Starrgürtelmoden des Reifens zählen, kommen in der Regel Ein-Massen-Schwinger zum Einsatz [HE07, Hil08]. Da in dem Fall auch die in Unterabschnitt 2.4.2 beschriebenen Gummieigenschaften von Bedeutung sind, zeigt beispielsweise LION, wie unter Berücksichtigung von Feder-, Dämpfer- und Reibungselementen die nichtlineare dynamische Steifigkeit des Reifens in Vertikalrichtung abgebildet werden kann [Lio06].

Komplexere Modelle für die Darstellung des mehrdimensionalen Reifenverhaltens nutzen die Annahme eines starren Reifengürtels zur Beschreibung der Effekte am rollenden Rad. Dazu zählt beispielsweise auch das Modell MF-SWIFT. Das Modell berechnet auf Basis von algebraischen Gleichungen, welche ebenfalls beim MF-Tyre verwendet werden, die Kräfte in der Radaufstandsfläche. Der starre Gürtel wird weiterhin mit Steifigkeiten an die Radaufstandsfläche und die Felge gekoppelt. Der Modellaufbau ist in Abbildung 2.17 dargestellt.

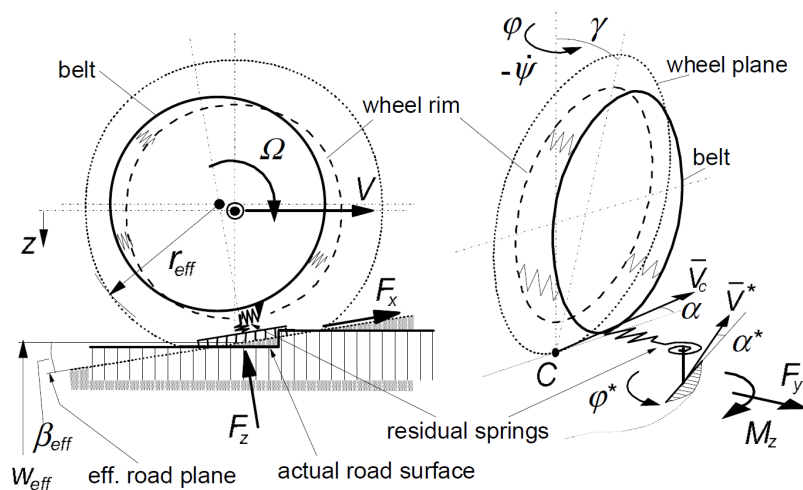


Abbildung 2.17.: Aufbau des MF-SWIFT Modells [Pac06]

Die Gesamtsteifigkeit des Reifens hängt somit von den Karkassensteifigkeiten, einer residuellen Steifigkeit und der Kontaktflächensteifigkeit ab. Gemäß PACEJKA ist die Modellierung mit einem starren Gürtel etwa bis zu einer Frequenz von 60 Hz gültig. Da die Verbindung zur Fahrbahn bei dieser Modellierung zunächst nur über einen Kontaktpunkt erfolgt, diese Annahme aber nur für langwellige Anregungen zulässig ist [Zeg98], wird zusätzlich noch ein Ansatz zur Berechnung der effektiven Kontaktfläche überlagert. Dazu wird das Stra-



ßenprofil durch mehrere elliptische Scheiben abgetastet, um eine Ersatzkontaktfläche zu generieren. Diese wird anschließend erneut verwendet, um die Kräfte und Momente in der Aufstandsfläche zu bestimmen. [Pac06, SBJ07, Ada14]

Um auch die Eigenmoden des Reifengürtels bei höheren Frequenzen zu berücksichtigen, verwenden komplexere Modelle ebenfalls einen elastischen Reifengürtel. Als bekannter Vertreter sei hierbei das Flexible ring Tire Model²⁵ erläutert. Dieses enthält einen flexiblen Reifengürtel, bestehend aus 100 bis 200 Elementen, welche über radiale, tangential und laterale Steifigkeiten mit der Felge verbunden werden. Die Gürtелеlemente sind untereinander wiederum durch translatorische Steifigkeiten und Biegesteifigkeiten verbunden. An jedes Gürtелеlement werden Blöcke der Lauffläche angebunden, die ebenfalls Steifigkeiten und Dämpfungen in alle Raumrichtungen besitzen. Gemäß GIPSER sind mit dem Modell sowohl "in-plane" als auch "out-of-plane" Moden²⁶ bis zu einer Frequenz von 150 Hz darstellbar. Aufgrund der hohen Komplexität des Modellansatzes ist es naheliegend, dass eine Bedatung aller Parameter deutlich aufwendiger ist und das Modell gegenüber den übrigen Ansätzen eine höhere Rechenzeit erfordert [RRS05, Gip07, Ada14].

2.4.4. AGGREGAT

Motoraufhängung sowie Aggregatmassen stellen sehr wichtige Einflussfaktoren für das komfortrelevante Schwingungsverhalten des Aufbaus dar [YND01, QS03, LAC+08]. Darüber hinaus nimmt die Bedeutung des Subsystems weiter zu, da der Fahrzeugaufbau zur Steigerung der Fahrzeugeffizienz immer leichter wird, sodass die Rückwirkung von leistungsstarken Motoren ausgeprägter ist [Mit88, FKD03, SG03]. Das Aggregat ist dabei einerseits eine eigene Schwingungsquelle, indem infolge der internen Verbrennungsorgänge Gas- und Massenkräfte auf den Fahrzeugaufbau rückwirken, andererseits wird das Aggregat auf seiner elastischen Lagerung über Fahrwerk und Aufbau aus Straßenunebenheiten angeregt. [HB09, Ame13]

Die Aufgaben der Aggregatlagerung können wie folgt zusammengefasst werden:

- Tragen der Aggregatmasse sowie statisch günstige Verteilung auf einzelne Lager [Kli96, YND01, Fro09, HB09, THP09, HEG13, WYY13]
- Isolation der Motorschwingungen vom Aufbau, inklusive der durch den Motor angeregten Schwingungen [YND01, QS03, Fro09, HB09, THP09, HEG13, WYY13]
- Abstützung der Kräfte und Momente, welche aus Fahrwiderständen, Beschleunigung und Kurvenfahrt entstehen sowie Reduktion der Kräfte und Momente in die Karosserie [Kli96, Fro09]
- Begrenzung der Aggregatbewegung [HKK03, Fro09, HB09, HEG13]

Hinsichtlich der Isolation von Vibrationen des Motors gegenüber dem Aufbau ist das frequenzabhängige Motorschwingungsverhalten von großer Bedeutung. Zu Frequenzbereichen sowie zugehörigen Schwingformen der Aggregatmoden gibt es daher bereits eine Vielzahl von Untersuchungen. In dem Zusammenhang liegt der Fokus dieser Arbeit auf fremderregten Aggregatschwingungen, d.h. Schwingungen des Aggregats auf seiner Motorlagerung ohne den Energieeintrag, welcher durch Antriebsmomente erfolgt. Das Stuckern als fremderregter Effekt zählt demnach ebenfalls dazu [Ame13].

²⁵kurz: FTire

²⁶"In-plane" und "out-of-plane" bezeichnen in dem Zusammenhang Verformungen, Kräfte und Moden innerhalb oder außerhalb der Radmittelebene [Zeg98, S. 18] [Gen10, S. 273]

EIGENFREQUENZEN UND -MODEN DES AGGREGATS

Da auch beim Aggregat das Schwingungsverhalten abhängig von dem jeweiligen Fahrzeug ist, gibt es unterschiedliche Einschätzungen zum Frequenzbereich, indem sich das Aggregat im Gesamtfahrzeug auswirkt. Die Literatur schränkt die Eigenfrequenzen des Systems beispielsweise auf 6 bis 12 Hz [Zel09]; 5 bis 13 Hz [CBVD97] oder 5 bis 20 Hz (vertikal) [Kli96] ein.

Darüber hinaus ist auch das stationäre Motorverhalten bei 0 Hz infolge von konstant wirkenden Trägheitskräften zu berücksichtigen, wie es beispielsweise beim Anfahren gegeben ist. In dem Fall vollzieht der Motor eine Nick- und Wankbewegung, während bei Kurvenfahrt Wankbewegungen auftreten. Bei Schlechtwegestrecken führt die Anregung primär zu Vertikalbewegungen. [HKK03]

Anregungsunabhängig lassen sich die Schwingformen des Motors bei spezifischen Eigenfrequenzen über eine Modalanalyse charakterisieren. Entsprechende Übersichten sind beispielsweise in [Kli96, QS03, Ame13, WYY13] zu finden. KLINGNER stellt die Eigenformen eines Vier-Zylinder-Reihenmotors mit konventioneller Drei-Punkt-Lagerung vor, vgl. Abbildung 2.18.

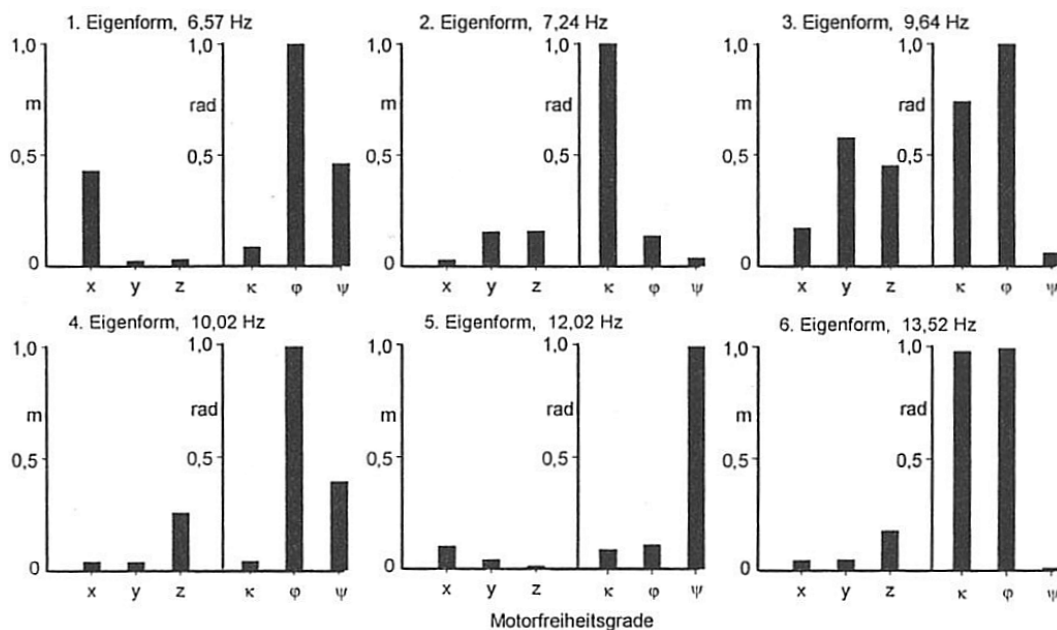


Abbildung 2.18.: Normierte Eigenvektoren der Motorschwingungen eines Vier-Zylinder-Reihenmotors mit konventioneller Drei-Punkt-Lagerung. Quermotor über der Vorderachse, Frontantrieb, globale Koordinatenrichtungen [Kli96, S. 129]

In der Darstellung sind die translatorischen und rotatorischen Bewegungsanteile der normierten Eigenvektoren der Motorbewegung erkennbar. Es ist offensichtlich, dass infolge der Kopplung der unterschiedlichen Freiheitsgrade in allen Raumrichtungen Anteile auftreten und sich daher komplexe Schwingmoden ergeben. Zusätzlich sind diese bei der konventionellen Motorlagerung nur schwach gedämpft. Von den dargestellten Moden wirken sich gemäß KLINGNER nur die zweite, dritte, vierte und sechste Eigenform auf das Übertragungsverhalten zum Fahrerfußpunkt aus [Kli96].



EINORDNUNG DES MOTORSTUCKERNS

Gegenüber den oberen Moden ist das subjektiv empfundene Stuckern nicht dem gesamten betrachteten Schwingungsbereich des Aggregats zuzuordnen.

RIEPL und HOFBAUER stellen beispielsweise ein Simulationsmodell eines längseingebauten Motors vor, welches unter den gegebenen Randbedingungen bei 5,9; 7,2 und 10,1 Hz Starrkörperbewegungen aufweist, die dem Stuckern zuzuordnen sind. [RH99]

KLINGNER und SEEMANN geben an, dass das Phänomen überwiegend auf Autobahnen mit einer Plattenlänge von 5 m erfasst wird, wenn diese mit 90 bis 160 km/h überfahren werden. In dem Fall wird der Reifen mit 5 bis 9 Hz angeregt, wodurch das subjektiv unangenehme Stuckern auftritt. [Kli96, See02]

KLINGNER stellt weiterhin ein Prüfstandsverfahren auf einem Vierstempel-Prüfstand vor, um das Stuckern reproduzierbar abzubilden. Bei Vergleich von Messung und Rechnung wird gezeigt, dass die gegebene Konfiguration Resonanzspitzen bei 7,5; 10 sowie 14 Hz in den Übertragungsfunktionen von Anregung zu Aufbau aufweist. Dabei ist nur die Spitze bei 7,5 Hz für das Stuckern relevant, da die übrigen beiden Spitzen durch die Grundwelle des Stuckerns nicht mehr angeregt werden können. Die zugehörige Grenze liegt im Bereich um etwa 9 Hz. [Kli96]

Im Gegensatz zu den weiter oben gezeigten komplexen Koppelschwingungen wird das Stuckern durch die Literatur häufig ausschließlich als Vertikalschwingung [LAC⁺08, Zel09] oder als Kopplung aus Vertikal- und Nickschwingung [RH99, SHB10] betrachtet.

EIGENSCHAFTEN DER MOTORLAGERUNG UND ANFORDERUNGEN

Die Schwingungen des Aggregats werden maßgeblich durch die Eigenschaften der Aggregat-lagerung beeinflusst. Dahingehend werden im Fahrzeug unterschiedliche Lagerungskonzepte sowie Elastomerlager verwendet. Übersichten über Motorlagerungskonzepte sowie deren Eigenschaften sind beispielsweise in [Kli96, LAC⁺08, Fro09] zu finden.

In Kleinwagen kommen aufgrund der eingeschränkten Platzverhältnisse häufig quereingebaute Motoren zum Einsatz. In größeren Fahrzeugen werden längseingebaute Motoren bevorzugt [Fro09]. Für die Anordnung der Lagerungen kann dabei grundsätzlich zwischen zwei Varianten unterschieden werden.

Bei der ersten Variante werden an beiden Seiten des Motors Lagerelemente angeordnet, die die Lasten des Motors möglichst gleichverteilt aufnehmen. Je nach Anwendungsfall kommen dabei drei, vier oder fünf Lagerelemente sowie optional eine Drehmomentstütze zum Einsatz. Das Konzept zeichnet sich durch niedrige Kosten bei gutem Schwingungskomfort aus, während höherfrequent Nachteile auftreten können. Im Fall einer Drei-Punkt-Lagerung bei quereingebautem Motor gibt KLINGNER zusätzlich an, dass die Lager häufig unterschiedliche Ausführungen haben. Dies führt zusammen mit der Lagergeometrie zu komplizierten Schwingformen, sodass diese durch die Lagerparameter nur im begrenzten Maße unabhängig voneinander beeinflusst werden können. [Kli96, LAC⁺08, Fro09]

Bei der zweiten Variante werden zwei Lager auf der Hauptträgheitsachse des Aggregats positioniert, während die Momente um die dazu orthogonale Achse in der x - y -Ebene durch ein oder zwei Drehmomentstützen aufgenommen werden. Das Konzept weist eine gute Entkopplung von mechanischen und akustischen Schwingungen auf. [Kli96, LAC⁺08, Fro09]

Die Entkopplung von Motor und Aufbau sorgt für signifikante Unterschiede in dem Übertragungsverhalten zwischen Straße und Aufbau. MITSCHKE und WALLENTOWITZ stellen mit Hilfe eines Einfachmodells, bestehend aus Aufbau-, Rad- und Motormasse, die Übertragungsfunktionen für einen starr und einen elastisch angebundenen Motor dar, vgl. Abbildung 2.19. In der Abbildung ist erkennbar, dass die elastische Motorlagerung insbesondere in der Übertragungsfunktion zwischen der Aufbaubeschleunigung über der Vorderachse \ddot{z}_v und der Anregung h zu einer Überhöhung im Bereich von 17 Hz führt, während die starre

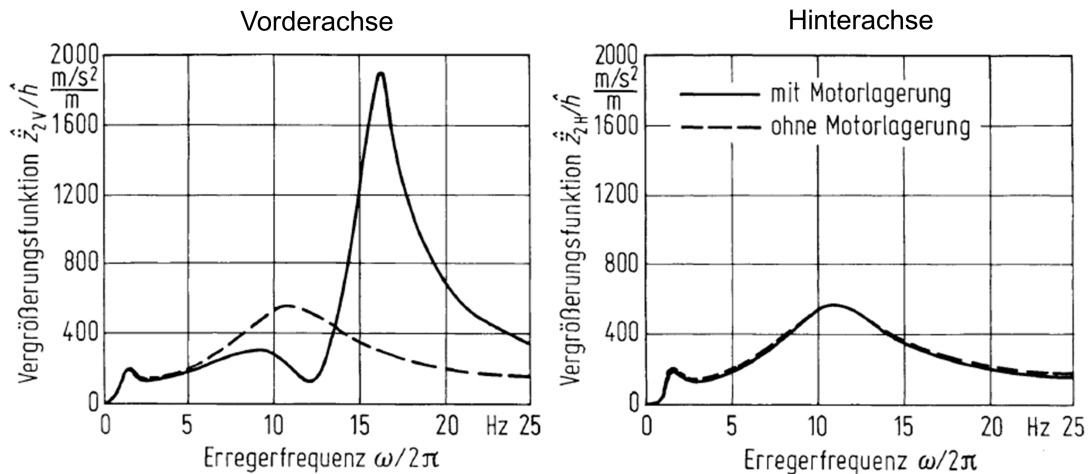


Abbildung 2.19.: Auswirkung der Motorlagerung auf die Aufbauübertragungsfunktion, in Anlehnung an [MW14, S. 482]

Motorlagerung lediglich einen Peak bei 11 Hz aufweist, welcher aus der Radeigenfrequenz resultiert. Im höherfrequenten, für die Akustik relevanten, Bereich sorgt die Entkopplung jedoch dafür, dass der Motor besser vom Aufbau isoliert wird. In der Übertragungsfunktion zwischen der Aufbaubeschleunigung über der Hinterachse \ddot{z}_{2h} und der Anregung h sind die Unterschiede zwischen den Varianten weniger ausgeprägt. [MW14]

Daraus lässt sich ableiten, dass die Motorlagerung bei niedrigen Frequenzen eine möglichst hohe Steifigkeit und Dämpfung aufweisen sollte, während bei höheren Frequenzen geringe Steifigkeiten und Dämpfungen gefordert sind [LAC+08, THP09, HEG13, MW14]. Für konventionelle Elastomerlager stellt das jedoch einen Zielkonflikt dar, da diese bei stärkerer Dämpfung eine größere dynamische Steifigkeit im höherfrequenten Bereich generieren. Infolgedessen muss ein Kompromiss bei der Abstimmung zwischen nieder- und hochfrequentem Komfort gefunden werden.

Als Lösung für den Zielkonflikt bietet sich die Ausführung von Motorlagern als Hydrolager an. Die Eigenfrequenz der hydraulischen Masse kann dabei so ausgelegt werden, dass das Lager bei Eigenschwingungen des Motors eine hohe Steifigkeit sowie Dämpfung erzeugt, jedoch in höherfrequenten Bereichen deutlich weicher wird und somit eine gute Isolation von Motorschwingungen ermöglicht. Aus akustischen und wirtschaftlichen Gesichtspunkten ist dennoch Gummidämpfung zu bevorzugen. [Mit88, SL98, YND01, See02, SHB10, MW14] Da für das Verständnis sowie zur korrekten Prognose der Auswirkungen von Änderungen an Lagereigenschaften auf das Gesamtfahrzeug, die korrekte simulative Abbildung des Motorschwingungsverhaltens maßgeblich von Bedeutung ist, wurden dazu in der Vergangenheit bereits eine Vielzahl von Untersuchungen durchgeführt. Um den Umfang der vorliegenden Ausführungen zu begrenzen, sollen diese im Folgenden nicht weiter erläutert werden. Diesbezüglich sei auf die Arbeiten von [SL98, RH99, HKK03, QS03] verwiesen.

AUSLEGUNG DER MOTORLAGERUNG

Um die Auswirkungen des Motorschwingungsverhaltens auf die Aufbaubeschleunigung zu minimieren, muss eine optimale Abstimmung des Systems Motor erfolgen. KLINGNER trägt dabei verschiedene Möglichkeiten zur Reduktion der Komfortminderung zusammen [Kli96][S. 14], [MW14]:

- Verwendung lagerungsabhängiger Eigenformen mit Hub- und Nickanteil

- Reduzierung des Verhältnisses von Motor- zu Aufbaumasse
- Hohe Bedämpfung der Motorschwingungen
- Steife Anbindung des Antriebsaggregats an den Aufbau

In dem Zusammenhang reicht es aus, wenn die Steifigkeit der Lagerung so hoch ist, dass die Eigenfrequenzen des Aggregats oberhalb des für das Motorstuckern relevanten Bereichs bis 9 Hz liegen [Kli96][S. 14]. Weiterhin zeigt KLINGNER, dass ein Torque-Roll-Axis²⁷-Konzept (vgl. auch [JS00]) deutliche Vorteile bei der Reduktion des Stuckerns aufweist.

Zur Umsetzung dieser allgemeinen Anforderungen in spezifische Anforderungen an die Motorlager existieren in der Literatur eine Vielzahl von Untersuchungen, welche sich mit der automatisierten Optimierung von Motorlagern beschäftigen. Für eine Übersicht über die Arbeiten sei auf [YND01] und [FKD03] verwiesen. In dem Zusammenhang ist es von primärer Bedeutung, die richtigen Optimierungskriterien zu definieren, um die bestmögliche Auslegung zu erhalten. Gemäß FOUMANI et al. stehen dabei entweder die günstige Positionierung der Aggregatschwingformen im Frequenzbereich im Vordergrund oder die Verfahren haben das Ziel, die in den Aufbau übertragene Kraft zu minimieren. [FKD03]

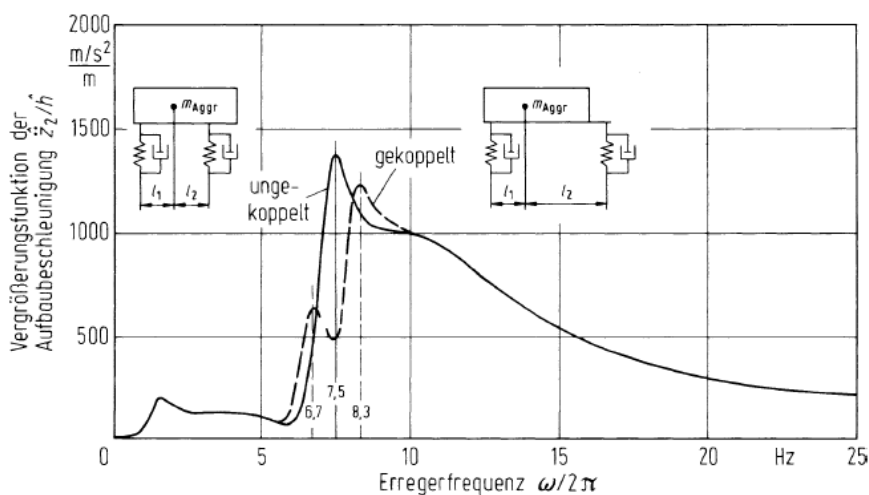


Abbildung 2.20.: Auswirkung der Kopplung von Hub- und Nickmode des Aggregats auf die Aufbauübertragungsfunktion [MW14, S. 488]

LEAL et al. schlagen vor, eine Kopplung der Motoreigenfrequenzen mit denen der übrigen Systeme, z.B. dem Rad, zu vermeiden. Die erste Mode darf dabei nicht zu klein sein (nicht kleiner als 6 Hz), da sie sonst im Frequenzbereich hoher menschlicher Empfindlichkeit liegt und die Lager wegen der geringen Steifigkeit bereits im nichtlinearen Kennlinienbereich arbeiten können. Weiterhin wird die Vertikalmode des Aggregats als wichtig herausgestellt. In dem Zusammenhang kann eine Kopplung der Vertikalmode mit den übrigen Richtungen von Vorteil sein, um die Energie zwischen den Moden zu verteilen. [LAC⁺08]

MITSCHKE und WALLENTOWITZ untersuchen die Auswirkung verschiedener Variationen auf die Aufbaubeschleunigung und zeigen, dass bei der Kopplung von Hub- und Nickmode des Aggregats statt eines großen Peaks bei 7,5 Hz zwei kleinere Peaks bei 6,7 und 8,3 Hz erzeugt werden, vgl. Abbildung 2.20. Von Nachteil ist in dem Fall, dass dadurch der kleinere Peak bei 6,7 Hz mehr in den stuckerrelevanten Frequenzbereich wandert. Die Autoren verweisen genauso wie LEAL et al. darauf, dass diese Optimierung nur bei Systemen ohne hydraulische Dämpfung erforderlich ist. [MW14]

²⁷kurz: TRA



2.4.5. HILFSRAHMEN UND DIFFERENZIAL

Weitere Schwingungssysteme, welche das Gesamtfahrzeugschwingungsverhalten bis 30 Hz beeinflussen können, stellen der Hilfsrahmen²⁸ und das Achsdifferenzial dar. Der Hilfsrahmen kann dabei als Bestandteil des Fahrwerks betrachtet werden und wird zwischen Radträger und Aufbau angeordnet. Die Lenker, welche zur Führung der Radträgerkoppel verantwortlich sind (vgl. Unterabschnitt 2.4.2), werden jeweils an Radträger und Hilfsrahmen oder Aufbau befestigt. Der Hilfsrahmen wiederum wird über verschiedene Anbindungsstellen mit der Karosserie verbunden. Während die Anbindung der Lenker an den Hilfsrahmen in der Regel elastisch ist, kann der Hilfsrahmen starr über Schraubverbindungen oder elastisch über Elastomerlager mit dem Aufbau verbunden werden [HEG13, S. 365]. Die folgenden Betrachtungen beziehen sich auf einen elastisch gelagerten Hilfsrahmen, da in dem Fall ein zusätzliches Starrkörperschwingungssystem vorliegt. Sofern es aufgrund der Antriebsart vorgesehen ist, wird ein Differenzial mittels elastischer Lager auf dem Hilfsrahmen befestigt. Dieses nimmt zusätzlich die Antriebswellen auf und stützt Differenzmomente zwischen Ein- und Ausgangswelle ab.

Literatur, welche die Eigenschaften der beiden Subsysteme und insbesondere deren Auslegung betrachtet, ist nur wenig vorhanden. In dem Zusammenhang existieren beispielsweise viele Untersuchungen zu Kontinuumsschwingungen, welche durch Eigenmoden der gesamten Hilfsrahmenstruktur definiert werden [MSNJF02, QS03, NNTK04, AF13]. Diese sind jedoch von den hier betrachteten Starrkörpermoden, welche bis 30 Hz Einfluss haben können, zu unterscheiden.

Allgemein stellt der Hilfsrahmen ein wichtiges Bauteil im Hinblick auf Fahrkomfort, Fahrdynamik und Sicherheit dar [PPYL09]. Abgesehen von Vorteilen bei der Montage von Aggregat und Aufbau sorgen vor allem die zusätzlichen Elastomerlager für eine höhere Längselastizität, was sich positiv auf den Fahrkomfort auswirkt, vgl. Abschnitt 2.4.2. Grundsätzlich können dadurch die Querlenkerlager härter ausgeführt werden, wobei sich die Längsfederraten zwischen Querlenker- und Hilfsrahmenlagern verteilen lassen. Die Anforderungen an die globalen Achsträgerlagersteifigkeiten werden in Analogie zu denen des Fahrwerks formuliert. Demnach sollte die Längssteifigkeit möglichst niedrig und die Quersteifigkeit möglichst hoch sein. Neben der zusätzlichen Längselastizität beeinflusst ebenfalls die frei schwingbare Masse das Übertragungsverhalten des Systems. Bei höheren Frequenzen ist zu erwarten, dass die Trägheit der Masse die vom Rad, Motor und Antriebsstrang angeregten Schwingungen in der Übertragung zum Aufbau isoliert. Die Masse eines konventionellen Achsträgers wird mit 10 bis 20 kg angegeben, wobei die Anforderung ist, dass dieser möglichst leicht ausgeführt werden sollte. [BS11, S. 573, 577 u. 578], [HEG13, S. 363, 494], [Mat07], [SEM08]

Analog zu den Aggregatschwingungen tritt auch beim Hilfsrahmen ein Zielkonflikt zwischen niederfrequenter Schwingungsdämpfung und hochfrequenter Isolation auf. Die Effekte können anhand der Kraftübertragungsfunktion in Abbildung 2.21 nachvollzogen werden.

Die Eigenfrequenzen des elastisch gelagerten Hilfsrahmens sorgen für eine Überhöhung der Übertragungsfunktion im niederfrequenten Bereich, welche möglichst gut bedämpft sein sollte. Jedoch resultieren hochdämpfende Elastomerlager ebenfalls in einer höheren Amplitude bei Übertragung von Schwingungen im hochfrequenten Bereich. Die Eigenfrequenzen des Hilfsrahmens sind dabei ab über 15 Hz zu erwarten. SELL et al. verweisen hierbei darauf, dass auch in dem Fall hydraulische Lager zur frequenzselektiven Dämpfung eingesetzt werden können, ohne die Isolation signifikant zu verschlechtern. [SG03, SEM08, WMPZD14, DPWM⁺15]

Um eine optimale Auslegung der Hilfsrahmenlagerung zu erzielen, verwenden SAFAEI et al. ein Gesamtfahrzeugmodell und führen daran eine Optimierung hinsichtlich der auf den Insassen übertragenen Schwingungsintensität durch. Zunächst wird gezeigt, dass

²⁸Der Hilfsrahmen wird alternativ auch als Achsträger, Fahrschemel oder Integralrahmen bezeichnet.

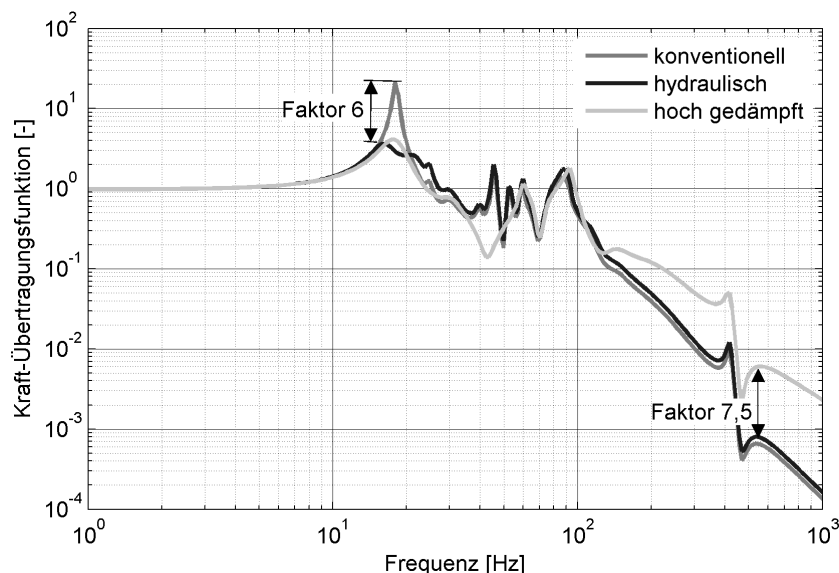


Abbildung 2.21.: Vergleich der Kraft-Übertragungsfunktionen am Hilfsrahmen für konventionelle, hochdämpfende und hydraulische Lager, in Anlehnung an [SEM08]

der Hilfsrahmen in der Lage ist, die auftretenden Schwingungsamplituden zu verringern. Anschließend wird eine Sensitivitätsanalyse mit Hilfe eines "Design of experiments"²⁹ durchgeführt. Es wird festgestellt, dass insbesondere die Vertikalsteifigkeiten der vorderen und hinteren Hilfsrahmenlager von Bedeutung sind. Nach Analyse der Einflussgrößen wird anhand einer Zielfunktion die optimale Auslegung ermittelt.

Auch WOLF-MONHEIM et al. und DROTAR et al. betrachten den Hilfsrahmen als Fahrwerkelement mit Optimierungspotenzial. Dazu wird der Radträger mit rosa Rauschen (vgl. auch [Kes82]) angeregt und die auftretenden Kräfte werden in allen Raumrichtungen analysiert. Die Elastizität der Achsträgerlager wird zwischen weich, mittel, hart und starr variiert. Es wird offensichtlich, dass durch den entkoppelten Hilfsrahmen ab 100 Hz eine bessere Isolation gegenüber der Karosserie ermöglicht wird, während aufgrund von Hub-, Nick und Längsschwingungen zwischen 40 und 85 Hz höhere Kräfte erkennbar sind. Mit Hilfe einer Sensitivitätsanalyse wird anschließend der Einfluss individueller Lagersteifigkeiten auf das Gesamtfahrzeugverhalten bei Schlagleistenüberfahrt betrachtet. Dabei werden ebenfalls die Auswirkungen von Variationen in der Aufteilung der Steifigkeiten zwischen Fahrwerks- und Achsträgerlagern analysiert. Die Bewertung erfolgt anhand des RMS-Werts (vgl. Unterabschnitt 2.2.2) des Rucks in longitudinaler und vertikaler Richtung. Eine Verschiebung der Nachgiebigkeit zu Fahrwerks- anstelle von Hilfsrahmenlagern verringert die Werte. [WMPZD14, DPWM⁺15]

2.4.6. WEITERE SUBSYSTEME

Neben den erläuterten Subsystemen existieren noch eine Vielzahl weiterer Systeme, welche jedoch nicht im Fokus der vorliegenden Arbeit stehen. Dennoch sollen diese kurz betrachtet werden.

Verbunden mit dem Aggregat stellen auch Antriebsstrang und Abgasanlage eigene schwingungsfähige Systeme dar. Der Einfluss von Abgasanlage und Gelenkwellen auf die Aufbau- und Aggregatschwingungen in vertikaler Richtung wird von KLINGNER dargestellt. Dabei wird ersichtlich, dass die beiden Komponenten einen relativ geringen Einfluss haben, welcher

²⁹kurz: DOE



erst ab ca. 9 Hz erkennbar wird. Da in dem Zusammenhang jedoch auch die Massen der Komponenten wegfallen, sind die Unterschiede darüber hinaus nicht zwangsläufig auf Eigenschwingungen der Systeme zurückzuführen. Auch KOLLAU et al. bewerten den Einfluss einer elastisch gelagerten und als flexiblen Körper modellierten Abgasanlage als gering. [Kli96, S. 105, 106], [KMFY12]

Die ersten Biegeschwingungen des Antriebsstranges treten gemäß SUCIU et al. im Bereich von 50 bis 100 Hz auf [STM12]. Bedeutender sind in dem Zusammenhang die Nachgiebigkeiten in Torsionsrichtung, welche für eine Entkopplung von Aggregat, Differenzial und Rad sorgen und im Rahmen des Lastwechselruckelns³⁰ oder des Lastwechselschlags betrachtet werden [MW14]. Diese treten im Frequenzbereich von 4 bis 10 Hz respektive 8 bis 20 Hz auf und resultieren aus einer sprunghaften Änderung des Antriebsmomentes in niedrigen oder hohen Gängen [Ame13]. Für weitere Informationen sei auf [Ame13] und [MW14] verwiesen.

Der Fahrzeugsitz, bestehend aus Sitzfederung und Personenmasse, stellt ebenfalls ein eigenes Schwingungssystem dar. Zugehörige Eigenfrequenzen liegen im Bereich von 3 bis 5 Hz [Kli96]. Für die Ableitung von Mehrmassen-Schwingern, welche in der Lage sind, die Übertragungsfunktionen zum Menschen korrekt abzubilden, sei auf [Kli96] und [See02] verwiesen. Auch wenn der Sitz im Hinblick auf die Korrelation zum Subjektivempfinden des Menschen ein wichtiges Element darstellt, soll dieser in der übrigen Untersuchung nicht weiter betrachtet werden, da die reproduzierbare Bestimmung von Kennwerten auf der Sitzfläche infolge der unterschiedlichen Masse, Masseverteilung und Körpergröße verschiedener Testfahrer nur begrenzt sichergestellt werden kann. Da sich der Massenunterschied auf die Schwingungen an der Sitzschiene deutlich geringer auswirkt, wird diese daher prozessbedingt vorgezogen.

Die Nachgiebigkeiten der Karosserie können ebenfalls das Schwingungsverhalten des Kraftfahrzeugs beeinflussen. Dazu zählen beispielsweise statische Steifigkeiten, wenn die Belastung an den lokalen Anbindungspunkten sehr hoch werden, aber auch die dynamischen Verformungen im höheren Frequenzbereich. Diesbezüglich sind vier globale Schwingformen von Bedeutung: die 1. und 2. Biegemode sowie die 1. und 2. Torsionsmode. Die Biegemode beschreibt dabei eine Durchbiegung der Karosserie um die Querachse, während die Torsionsmode analog um die Fahrzeuglängsachse definiert ist. Je nach Fahrzeug können noch weitere Moden auftreten. [Zel09, Ada14]

Die untere Grenze der Struktureigenfrequenzen wird mit 20 Hz [Ril06], 25 Hz [Kli96] oder 30 Hz [Ili12] abgeschätzt. Die ersten relevanten Moden stellen dabei die 1. Torsions- und Biegemode dar. Diese sind für handelsübliche Fahrzeuge im Bereich von ca. 25 bis 40 Hz zu erwarten. Bei einem Cabriolet können sie jedoch auch bereits darunter, bei ca. 20 Hz, auftreten. Für eine Übersicht über die Strukturmoden für verschiedene Fahrzeugbauformen sei auf [Zel09, S. 82] verwiesen. [Ril06, Zel09, STM12]

Analog zu weiteren Subsystemen gilt ebenfalls bei der Karosserie, dass deren Eigenfrequenzen möglichst nicht mit denen der übrigen Schwingungssysteme im Fahrzeug zusammenfallen sollten. Beispielsweise stehen dabei die Wechselwirkungen mit Rad und Aggregat im Vordergrund. Zusätzlich ist ein Mindestabstand zwischen den Eigenmoden der Karosserie gewünscht, um Koppelschwingungen zu vermeiden. Die Abbildung der charakteristischen Eigenschwingungen kann mit Hilfe von Finite-Elemente-Modellen³¹ erfolgen, wobei diese jedoch einen hohen Entwicklungs- sowie Zeitaufwand benötigen. Für frühe Entwicklungsphasen, in denen detaillierte Fahrzeuginformationen teilweise noch nicht vorhanden sind, werden daher bevorzugt Funktionsmodelle eingesetzt [Ril06, Spi06].

³⁰Das Lastwechselruckeln wird umgangssprachlich auch "Bonanza-Effekt" genannt.

³¹Finite-Elemente-Methoden, kurz: FEM



2.5. ABSTRAKTE MODELLANSÄTZE ZUR ABBILDUNG DES SCHWINGUNGSKOMFORTS AUF GESAMTFAHRZEUGEBENE

In der Literatur existieren eine Vielzahl von Modellen, welche zur Abbildung objektiver Komfortkennwerte mittels Simulation verwendet werden. Unabhängig von komplexen MKS-Modellen, welche darauf abzielen, alle Fahrzeugkomponenten detailliert abzubilden, sollen im Folgenden einige ausgewählte abstrakte Modellansätze erläutert werden.

Beginnend bei dem geringsten Komplexitätslevel sind zunächst Modellansätze zu erwähnen, welche mit Hilfe weniger Körper ausgewählte Fahrzeugeigenschaften abbilden und dazu dienen, bestimmte Schwingungsphänomene des Fahrzeugs zu reproduzieren. Derartige Konzeptmodelle berücksichtigen beispielsweise kumulierte reifenfederte Massen und Aufbaumassen, welche über Steifigkeiten und Dämpfungen miteinander verbunden sind. Konventionelle Ansätze wie das bereits erwähnte Viertelfahrzeug (vgl. Unterabschnitt 2.4.1) gehören zu dieser Kategorie. Vorwiegend werden Parametervariationen in ihrer Auswirkung auf die Vertikaldynamik des Fahrzeugs untersucht. Für die Anwendung derartiger Modelle wird auf [Rei83, Gil92, YYC⁺02, Won01, MGM02, SC02, SZB02a, SZB02b, Rau03, BH04, VNP05, Sol06, ST06, Dix07, Mat07, SMS08, SS09, KÇHK12, STM12, HEG13, JK12, Jaz14, MW14] verwiesen.

Daneben existieren noch weitere abstrakte Modellansätze, welche im Gegensatz zu den obigen Einfachmodellen die Abbildbarkeit mehrerer Schwingungsphänomene in einem einheitlichen Ansatz berücksichtigen, ohne die gleiche Komplexität wie konventionelle komplexe MKS-Modelle aufzuweisen.

KLINGNER stellt ein Modell vor, welches aus Aufbau, Motor, Radaufhängung und Fahrersitzen besteht. Aufbau und Motor weisen jeweils sechs Freiheitsgrade auf. Der Motor ist über einzelne Lager sowie über die Abgasanlage am Aufbau und zudem über Gelenkwellen an den Rädern befestigt. Die Bewegung der Radmassen erfolgt ausschließlich vertikal und die Anbindungen werden vorne als McPherson- und hinten als Verbundlenkerachse ausgeführt. Die Parametrisierung des Modells erfolgt auf Komponentenebene. Das Modell dient zur Analyse der Auswirkungen von Motorlagereigenschaften auf den Schwingungskomfort. [Kli96]

SEEMANN modelliert das Gesamtfahrzeug aus den Substrukturen Aufbau, Motor, Fahrwerk, Rad und Insassen. Aufbau und Motor besitzen jeweils sechs Freiheitsgrade, während sich das Rad wiederum in Längs- und Vertikalrichtung bewegen kann. Demnach werden auch Längs- und Vertikalkräfte im Fahrwerk sowie im Reifen berücksichtigt. Die Längskraft im Fahrwerk errechnet sich dabei aus einer auf die Radmasse reduzierten Längssteifigkeit. Die Anbindung des Motors erfolgt über einzelne Lagerelemente. Demnach erfolgt eine Parametrisierung teilweise auf Komponenten- und Subsystemebene. Das Modell dient zur Fahrwerksoptimierung hinsichtlich des vertikalen Schwingungskomforts unter Berücksichtigung von Fahrdynamikeigenschaften. [See02]

KUNERT et al. stellen ein Gesamtfahrzeugmodell vor, in dem die Achse phänomenologisch über eine überlagerte Kinematik und Elastokinematik dargestellt wird. Der Zustand des Fahrwerks wird dabei über die wirkenden Kräfte, Momente sowie den Bewegungszustand im Radmittelpunkt beschrieben. Die Verknüpfung zwischen Kräften und Bewegungen erfolgt über Kennlinien bzw. Tabellen. Es wird gezeigt, wie sich das verwendete Modell aufgrund des reduzierten Parameterraumes schnell aus K&C-Messungen bedaten lässt (vgl. Unterabschnitt 2.1.1). Der Fokus liegt dabei auf der echtzeitfähigen Simulation der Fahrdynamik. [KCGW05]

BALIKE et al. berücksichtigen in abstrakten Viertel- oder Halbfahrzeugmodellen die Rückwirkungen, welche aus der Achskinematik resultieren. Die reifengefederte Masse wird über masselose Lenker und übersetzte Feder-Dämpfer-Module am Aufbau befestigt. Der Reifen besteht ebenfalls aus einem Feder-Dämpfer-Element in Vertikalrichtung und einer



zusätzlichen Feder für die Querrichtung. Die Parametrisierung erfolgt auf Komponentenebene. Wie in Abschnitt 2.4.2 bereits angeführt, werden mittels des Modells einerseits die Optimierung des Lateralplatzbedarfs des Fahrwerks sowie die Auswirkungen von Dämpfersymmetrie und Achskinematik auf die dynamische Antwort bei Kantenüberfahrt untersucht. [BRS10b, BRS10a]

THITE et al. stellen die Bewegungsgleichungen für ein Halbfahrzeug in Matrix-Schreibweise auf. Es wird gezeigt, wie neun Fahrzeugparameter invers aus einer Gesamtfahrzeugmessung auf dem Vierstempel-Prüfstand bestimmt werden können. Dazu werden Methoden im Zeit- und Frequenzbereich verwendet. Die Genauigkeit bei Bestimmung der Parameter wird unter anderem maßgeblich dadurch bestimmt, welche Fahrzeugmode derzeit angeregt wird. Beispielsweise sollte die reifengefederte Masse zwischen 12 Hz und 15 Hz sowie das Nickträgheitsmoment des Aufbaus unterhalb von 5 Hz bestimmt werden. Der Vorteil des Verfahrens liegt darin, dass sich die benötigten Parameter verhältnismäßig schnell und einfach aus einer Gesamtfahrzeugmessung bestimmen lassen, ohne dass Komponenten einzeln vermessen werden müssen. [TBIB11]

ILIEV stellt ein Fünf-Massen-Modell, bestehend aus Aufbau und vier reifengefederten Massen, vor. Die Radbewegung erfolgt rein vertikal, der starre Aufbau lässt Huben, Nicken und Wanken zu. Der Reifen wird innerhalb des betrachteten Frequenzbereichs als vertikale Feder abgebildet. Rad und Aufbau sind über Feder-Dämpfer-Systeme mit Übersetzungen gekoppelt. Die Kopplung zwischen linkem und rechtem Rad erfolgt über Stabilisatoren. Die Dämpferlager werden vernachlässigt, da es das vorliegende Fahrzeug unterhalb von 30 Hz nicht beeinflusst. Über Optimierungsverfahren werden die Fahrzeugparameter anhand von Komfortmessungen identifiziert. ILIEV weist nochmal gesondert daraufhin, dass sich weitere Untersuchungen auf das Aggregat sowie die Längsdynamik konzentrieren sollten. [Ili12]

Für die Simulation von Schwingungseffekten des Gesamtfahrzeugs berücksichtigt AMELUNXEN Aggregat-, Fahrschemel-, Rad- und Aufbaumassen. Der Aufbau wird in zwei einzelne Massen unterteilt, welche durch Rotationsfedern und -dämpfer zur Darstellung der Biege- und Torsionsmoden verbunden sind. Räder, Aggregat und Fahrschemel sind durch entsprechende Kinematik- und Kraftbindungen mit dem Aufbau verbunden. Motor und Fahrschemel besitzen sechs Freiheitsgrade, die Räder können ausschließlich einfedern. Die Parametrisierung erfolgt auf Komponentenebene. [Ame13]

VON CHAPPUIS et al. stellen ein Minimalmodell³² für die Simulation von Kantenüberfahrten vor. Das planare Sieben-Freiheitsgrad-Modell berücksichtigt Längs-, Hub- und Nickbewegungen des Aufbaus sowie Längs- und Vertikalbewegungen der reifengefederten Massen. Die Geometrie, Kinematik und Steifigkeiten der einzelnen Achskomponenten werden in kombinierte Vertikal- und Längssteifigkeiten umgewandelt. Das Modell zeigt eine gute Korrelation mit Messdaten, wodurch es aufgrund der schnelleren Parametrierbarkeit gegenüber komplexeren Modellen besser für frühe Prozessphasen geeignet ist. [vMKR13]

2.6. ZUSAMMENFASSUNG DES STANDS DER FORSCHUNG UND DISKUSSION HINSICHTLICH DER ZIELVORSTELLUNG

Im vorangegangenen Kapitel wurde neben grundlegenden Zusammenhängen der Schwingungsmechanik insbesondere auf den automobilen Entwicklungsprozess, die Beurteilung des Fahrkomforts auf Gesamtfahrzeugebene sowie den Stand der Technik zu Subsystemeigenschaften und damit zusammenhängenden Gesamtfahrzeugmodellansätzen eingegangen. Die dargelegten Informationen werden weiterhin im Gesamtkontext diskutiert.

Auch wenn sich die Darstellung des automobilen Entwicklungsprozesses mittels eines V-Modells etabliert hat und innerhalb der Industrie bestimmte standardisierte Prozeduren

³²Das Prefix "Minimal" bezieht sich in dem Fall auf die Größe des Parameterraums.



durchlaufen werden, existiert noch nicht ausreichend Literatur zur Dokumentation einer wissenschaftlich durchgängigen Prozesskette. Die Randbedingungen des Prozesses sind demnach noch relativ unpräzise und unheitlich, was insbesondere auf fehlende Kenntnisse zu den Zusammenhängen zwischen einzelnen Ableitungsebenen zurückzuführen ist.

Wie in Abschnitt 2.1 bereits erläutert, existieren im Fahrkomfort keine integralen Subsystemmodelle. Wegen dieses Mangels kommen oftmals überdimensionierte MKS-Modelle zum Einsatz, die eine Vielzahl von Parametern aufweisen, welche jedoch in frühen Phasen teilweise nicht benötigt werden oder nicht parametrierbar sind [vMKR13]. Die diesbezüglichen Vorteile von Subsystemmodellen der Fahrdynamik wurden herausgestellt.

Vorhandene abstrakte Modelle zur Abbildung des Gesamtfahrzeugkomforts stellen häufig vereinfachte Komponentenmodelle dar. Diese sind für bestimmte Fragestellungen zweckgebunden einsetzbar, setzen jedoch häufig auf Parametrisierungen auf Komponentenebene oder auf eine vollständige Parametrierung vereinfachter Ansätze durch Optimierung anhand von Gesamtfahrzeugmessungen. Während Letzteres zur schnellen Parametrierung in frühen Phasen als positiv zu bewerten ist, muss dabei jedoch immer auf die Rückführung auf plausible Fahrzeugkenngrößen geachtet werden, was insbesondere hinsichtlich nichtlinearer Anteile nicht immer erfolgt.

Aus dem Stand der Technik ergibt sich zusätzlich, dass bestimmte Einflussgrößen in ihrer Bedeutung derzeit vernachlässigt werden. Während viele Ansätze zur Untersuchung und Modellierung der Reibung mechanischer Systeme existieren, ist deren Umsetzung im Subsystem Fahrwerk wenig untersucht. Weiterhin zielen viele abstrakte Ansätze auf die Abbildung der Vertikaldynamik des Fahrzeugs ab, während die Längsdynamik häufig nicht betrachtet wird. Gemäß Abschnitt 2.2 ist diese hinsichtlich des Komfortempfindens jedoch von nicht vernachlässigbarer Bedeutung.

Das Ziel der vorliegenden Arbeit liegt darin, mit Hilfe einer neu entwickelten Subsystemmethodik die genannten Defizite im Entwicklungsprozess, welche bei der alleinigen Anwendung von komplexen Komponentenmodellen auftreten, größtenteils auszugleichen und eine Grundlage für einen strukturierten Auslegungsprozess im Fahrkomfort zu schaffen. Die Methodik wird dabei in der Prozessphase zwischen Gesamtfahrzeug- und Komponentenebene eingeordnet. Das in dem Zusammenhang entwickelte Modell wird wiederum zwischen Gesamtfahrzeug- und Subsystemebene eingesetzt, wobei noch keine Komponenteneigenschaften des zu entwickelnden Fahrzeugs festgelegt werden.

Für die Modellierung wird auf Gesamtfahrzeugebene auf Kenngrößen referenziert, welche charakteristisch für die Beschreibung auftretender Schwingungen sind. Deren Einordnung wurde bereits in Unterabschnitt 2.2.2 diskutiert. Das Ziel auf Subsystemebene lässt sich dabei so formulieren, dass nur die minimale Datenbasis verwendet wird, um Effekte in dem vorhandenen Frequenzbereich bei möglichst gleicher Güte gegenüber Komponentenmodellen abbilden zu können. Während Effekte bis 3 Hz in der Fahrdynamik nahezu vollständig mit Hilfe erweiterter Einspurmodelle beschrieben werden können [DSH⁺06], ist der zu betrachtende Parameterraum infolge der erweiterten Randbedingungen im Fahrkomfort deutlich größer. Die Eignung für eine schnelle Parametrierung des Modells im Rahmen des Prozesses wird dabei dennoch berücksichtigt.

Analog zu den Ausführungen in Abschnitt 2.4 werden bei der Modellerstellung ebenfalls die Zusammenhänge zwischen Gesamtfahrzeug, Subsystem und Komponente analysiert, da nur durch das damit verbundene Verständnis, korrekte Ableitungen in einer zukünftigen Prozesskette möglich sind. In dem Zusammenhang hat das zu erstellende Subsystemmodell nicht das Ziel, vorhandene komplexe MKS-Modelle vollständig zu ersetzen, sondern die synergetische Anwendung von Modellen in verschiedenen Prozessphasen zu ermöglichen. Dabei erfolgt der Einsatz komplexer MKS-Modelle zeitlich nach dem Einsatz von Subsystemmodellen [vMKR13].



3. METHODISCHE MITTEL ZUR ABLEITUNG DER SUBSYSTEMMETHODIK





Im Folgenden soll auf die in der Arbeit verwendeten methodischen Mittel eingegangen werden. Dazu wird zunächst die effiziente Bestimmung dynamischer Kenngrößen von Übertragungssystemen im Frequenzbereich erläutert. Anschließend wird die in der Arbeit verwendete Versuchstechnik dargestellt. Dazu zählen das betrachtete Referenzfahrzeug sowie die verwendeten Prüfstände. Abschließend wird auf die verwendete Methode der Analyse und Abstraktion von Subsystemen eingegangen. Die Koordinatenrichtungen beziehen sich im Weiteren auf die DIN 70000 [DIN94], jedoch wird die positive x-Achse in Bremsrichtung, d.h. in Richtung des Fahrzeughecks, orientiert. Da die z-Achse weiterhin vertikal nach oben gerichtet ist, zeigt die y-Achse bezogen auf die Fahrtrichtung nach rechts. Bei der Illustration von Kraft-Weg-Diagrammen bezogen auf das Fahrwerk entspricht der Punkt {0;0}, d.h. bei Vorliegen einer Einfederung von 0 mm und einer Kraft von 0 N, der Leerlage der jeweiligen Achse.

3.1. EFFIZIENTE IDENTIFIKATION DES FREQUENZABHÄNGIGEN ÜBERTRAGUNGSVERHALTENS VON SYSTEMEN

Um die dynamischen Übertragungseigenschaften von Systemen zu charakterisieren, werden vorwiegend die dynamische Steifigkeit bzw. zugehörige Kennwerte wie Amplitude, Phase, Real- und Imaginärteil betrachtet, vgl. Unterabschnitt 2.3.1. Damit Rückschlüsse auf Eigenschaften des untersuchten Systems zulässig sind sowie eine Vergleichbarkeit von Systemen ermöglicht wird, ist eine korrekte Bestimmung dieser Kennwerte erforderlich. Dabei sind insbesondere die Anregung des Systems sowie die Auswertung der zugehörigen Messsignale von Bedeutung.

Zur dynamischen Anregung von Systemen können verschiedene Funktionsarten verwendet werden [Kar12]. Die Impuls- oder Sprunganregung sowie das Rauschen³³ regen dabei gleichzeitig mehrere Frequenzen an und erlauben somit die schnelle Bestimmung von Eigenschaften über einen großen Frequenzbereich. Beim Step-Sinus werden alle Frequenzen einzeln angeregt, während die Anregungsfrequenz beim Sinus-Sweep³⁴ kontinuierlich ansteigt [See02, Kar12]. Je nach Frequenzauflösung und Breite des Frequenzspektrums kann in beiden Fällen der Zeitaufwand gegenüber anderen Anregungsarten vergleichsweise hoch werden.

Da bei Kraftfahrzeugen amplitudenabhängige Nichtlinearitäten auftreten, ist es bei der Wahl des Anregungssignals wichtig, dass die identifizierten dynamischen Kennwerte definierten Schwingungsamplituden zugewiesen werden können. Die Anregung mit harmonischen Funktionen haben dahingehend den Vorteil, dass die Anregungsamplitude für den aktuellen Betriebspunkt eindeutig bestimmt ist. Um dies zu berücksichtigen und gleichzeitig möglichst das gesamte definierte Spektrum anstatt einzelner Frequenzen anzuregen, wird für die Identifikation dynamischer Eigenschaften der Sinus-Sweep als Anregungssignal verwendet. Um hierbei eine effiziente Bestimmung von Übertragungseigenschaften zu ermöglichen, muss der Sweep eine ausreichende Anregung der gewünschten Frequenzen innerhalb eines minimalen Zeitraums ermöglichen. Zur Definition eines optimalen Frequenzanstiegs wird angenommen, dass eine gleichwertige Anregung aller Frequenzen erfolgt, wenn die Zahl der Schwingungen pro Frequenzänderung $\partial Z/\partial f$ einer Konstante p entspricht, vgl. Gleichung 3.1.

$$\frac{\partial Z}{\partial f} = p \quad (3.1)$$

Um dies zu gewährleisten, muss der Anstieg der Frequenz $f(t)$ mittels einer logarithmischen Funktion erfolgen, vgl. Gleichung 3.2. f_0 ist die Startfrequenz des Sweeps, während t der

³³entspricht einer stochastischen Anregung

³⁴kurz: Sweep; alternativ: Chirp, Wobbeln



Zeit entspricht. p steht für die bereits genannte Konstante und kann als Skalierungsfaktor für den Frequenzanstieg betrachtet werden kann. Entsprechend der obigen Definition lässt sich über den Parameter die Zahl der Schwingungen pro Frequenzunterschied festlegen. Es ist naheliegend, dass der Frequenzanstieg nach Gleichung 3.1 für $p \rightarrow \infty$ gegen 0 konvergiert, sodass die damit verbundene Anregung einem Sinus mit konstanter Frequenz entspricht. In diesem Fall sind identische Ergebnisse zu denen bei Verwendung eines Step-Sinus zu erwarten.

$$f(t) = f_0 e^{\frac{t}{p}} \quad (3.2)$$

Die Anregung mittels des Sweeps kann weiterhin mit konstanter Weg- oder Geschwindigkeitsamplitude erfolgen. Eine konstante Geschwindigkeitsamplitude gibt hierbei den Abfall der spektralen Leistungsdichte³⁵ des Straßenprofils bei höheren Frequenzen wieder [PS95]. Als Systemreaktionen werden je nach Versuchsaufbau Bewegungsgrößen (bei frei schwingbar gelagerten Systemen) oder Kräfte (bei fixiertem Systemausgang) betrachtet. Diese hängen vom Eingangssignal und den Übertragungseigenschaften des Systems ab. Bei linearen Systemen resultiert eine Anregung mit einer bestimmten Frequenz in einem Ausgangssignal, welches die gleiche Frequenz aufweist und dessen Amplitude und Phase gegenüber dem Eingangssignal transformiert sind. Bei nichtlinearen Systemen können noch weitere Phänomene auftreten [Kha02, S. 4], sodass beispielsweise neben der Anregungsfrequenz noch weitere Frequenzen im Ausgangssignal enthalten sind.

Um die Übertragungseigenschaften eines Systems aus den vorliegenden Zeitsignalen bestimmen zu können, ist eine Transformation der Signale in den Frequenzbereich mittels der Fourier-Transformation erforderlich. Die zeitkontinuierliche Transformation wird durch Gleichung 3.3 beschrieben.

$$\underline{F}_t(\omega) = \int_{-\infty}^{\infty} f_t(t) e^{-i\omega t} dt \quad (3.3)$$

Dabei wird die von der Zeit t abhängige Funktion $f_t(t)$ mittels der gezeigten Integraltransformation zu einer von der Frequenz f bzw. Kreisfrequenz ω abhängigen Funktion $\underline{F}_t(\omega)$ umgewandelt.

Zur Transformation diskreter Messsignale in den Frequenzbereich wird die diskrete Fourier-Transformation³⁶ benötigt. In Berechnungssoftware ist diese als Fast-Fourier-Transformation³⁷ implementiert [Mös10, Kar12, Sch13].

Die korrekte Anwendung der FFT im Versuch erfordert die Abstimmung von Versuchsbedingungen und Transformationsparametern. Da die FFT von einer unendlich langen periodischen Verlängerung des gegebenen Signals ausgeht, ist sie grundsätzlich nur auf periodische, eingeschwingene Signale anwendbar. Damit bei der wiederholten Aneinanderreihung des Signalfensters keine Sprünge im Signalverlauf auftreten, muss demnach ein ganzzahliges Vielfaches der Wellenlänge im FFT-Fenster vorliegen. Alternativ werden Fensterfunktionen eingesetzt, um das Signal an den Fensterübergängen ein- bzw. auszublenden. Durch Einhaltung der genannten Bedingung existiert im diskreten Frequenzspektrum eine Stützstelle bei der Grundfrequenz des Signals. [Wer09]

Da der Sweep per definitionem mehrere Frequenzen im gegebenen Signal enthält, wird im vorliegenden Fall eine Short-Time-Fourier-Transformation³⁸ angewandt [Wel67, All82, Beu11]. Dabei wird das Signal in mehrere überlappende Fenster aufgeteilt und in jedem Fenster wird die primäre Anregungsfrequenz identifiziert. Um eine optimale Fenstergröße

³⁵engl.: Power-Spectral-Density, kurz: PSD

³⁶kurz: DFT

³⁷kurz: FFT

³⁸kurz: STFT



für die jeweilige Frequenz zu gewährleisten, nimmt mit der steigenden Frequenz des Sweeps die zugehörige Fensterbreite linear ab, sodass immer eine gleichbleibende Anzahl an Schwingungen innerhalb jedes Fensters gewährleistet ist. Je nach Anwendungsfall können die Unterschiede zu einem gleitenden Fenster mit konstanter Größe jedoch auch gering sein. Es ist zu erwähnen, dass im Kraftfahrzeug die Übertragungseigenschaften ebenfalls richtungsabhängig sein können (z.B. infolge unterschiedlicher Zug- und Druckdämpfung des Dämpfers), sodass die aus der STFT berechnete Übertragungsfunktion eine Mittelung der beiden Richtungen darstellt. In [BAP14] wird zu diesem Zweck eine Methode dargestellt, welche mit Hilfe von Hüllkurven die tatsächlichen Peaks der Funktionen im Zeitbereich erfasst. Diese stellen die über alle Frequenzen kumulierte Systemantwort bei spezifischen Anregungsfrequenzen dar. In der vorliegenden Arbeit stehen demgegenüber die durch die STFT berechneten Übertragungsfunktionen im Vordergrund.

Zur Prüfung des vorgestellten Ansatzes unter Verwendung eines logarithmischen Sweeps und der Auswertung mittels einer STFT werden die Übertragungsfunktionen zwischen der Vertikalbeschleunigung am vorderem Federbeindom eines Gesamtfahrzeugmodells und dem Stempelweg auf einem Vierstempel-Prüfstand unter Anwendung des logarithmischen Sweeps mit verschiedenen Frequenzänderungsraten und eines Step-Sinus ermittelt, vgl. Abbildung 3.1. Größere Konstanten p stehen dabei für einen langsameren Frequenzanstieg. Da nur die linearen Eigenschaften des Systems von Interesse sind, wird pro Fenster der STFT nur die am stärksten angeregte Frequenz des Eingangssignals betrachtet. Demnach wird das Ausgangssignal bei derselben Frequenz auf das Eingangssignal bezogen. Die mittels Step-Sinus identifizierte Punkte dienen als Referenz für die Genauigkeit der Identifikation mittels Sweep-Anregung. Da auch bei der Anwendung des Sweeps das ausgewertete Signal in Fenster eingeteilt wird, in denen sich die Anregungsfrequenz möglichst geringfügig ändert³⁹, ist darüber hinaus auch bei dieser Vorgehensweise (genauso wie beim Step-Sinus) eine Auswertung der nichtharmonischen Ergebnisanteile möglich.

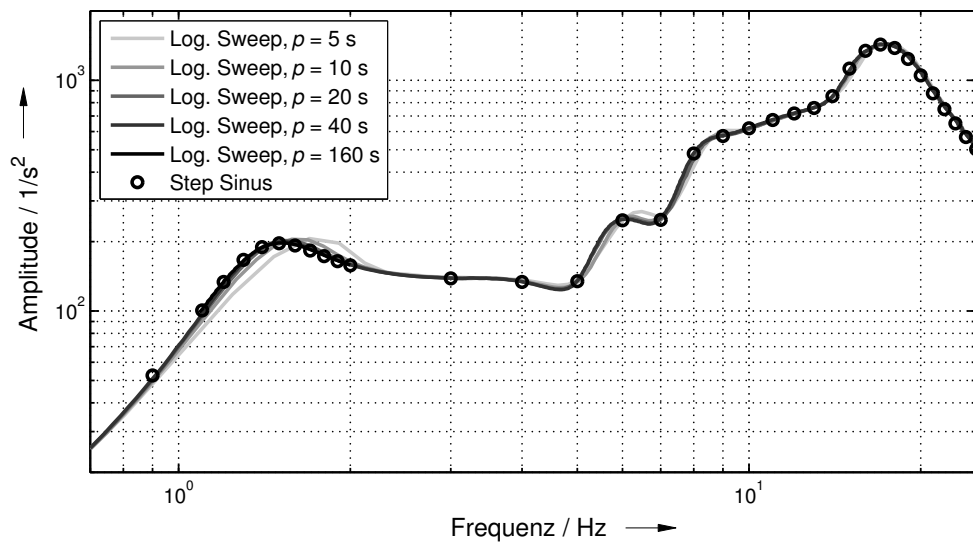


Abbildung 3.1.: Vergleich der identifizierten Übertragungsfunktionen zwischen vorderem Federbeindom und Stempel für ein komplexes MKS-Modell auf einem Vierstempel-Prüfstand bei einer Anregungsamplitude von 3 mm, Simulation

³⁹Wie bereits im Zusammenhang mit Gleichung 3.1 und Gleichung 3.2 beschrieben, gilt dies insbesondere für hohe Werte von p .



Um die Güte der Übereinstimmung zwischen den durch Sweeps und Step-Sinus ermittelten Übertragungsfunktionen $\underline{H}_{\text{Sweep}}(\omega)$ und $\underline{H}_{\text{Step}}(\omega)$ quantifizieren zu können, werden zunächst jeweils deren die Real- und Imaginärteile voneinander subtrahiert, um die Differenz-Übertragungsfunktion $\underline{H}_D(\omega)$ zu bilden, vgl. Gleichung 3.4.

$$\underline{H}_D(\omega) = \underline{H}_{\text{Sweep}}(\omega) - \underline{H}_{\text{Step}}(\omega) \quad (3.4)$$

Anschließend wird der Betrag der Funktion bestimmt und auf den Betrag der durch den Step-Sinus ermittelten Übertragungsfunktion normiert, vgl. Gleichung 3.5. Somit lässt sich die prozentuale Abweichung d_p zwischen den Funktionen für jede Frequenz bestimmen.

$$d_p = \frac{\hat{H}_D(\omega)}{\hat{H}_{\text{Step}}(\omega)} \quad (3.5)$$

Bereits bei Verwendung eines Sweeps mit einem p -Wert von 5 s beträgt die mittlere Abweichung zum Step-Sinus lediglich ca. 6 %. Dies wird nochmals durch die Darstellung bestätigt, bei der nur geringe Abweichungen zwischen den zugehörigen Kurven erkennbar werden. Lediglich im Bereich der Aufbaueigenfrequenz erfordert das Einschwingen der Aufbaumasse eine längere Zeit, sodass mindestens ein p -Wert von 20 s benötigt wird, wenn das Resonanzverhalten präzise erfasst werden soll.

Sofern die Eigenschaften des zu identifizierenden Systems unbekannt sind, bietet es sich daher an, den relevanten Frequenzbereich zunächst mit einem Sweep mit geringem p -Wert anzuregen und anschließend Bereiche, in denen Resonanzen auftreten, nochmal mit einem Sweep mit einem langsameren Frequenzanstieg anzuregen. Dadurch werden alle relevanten Bereiche mit hoher Genauigkeit zeiteffizient erfasst. Beispielsweise benötigt die Bestimmung der gezeigten diskreten Kennwerte mittels eines Step-Sinus etwa 215 s⁴⁰. Die Sweeps mit einem p -Wert von 5 s bzw. 40 s benötigen 26 s bzw. 169 s. Dabei ist zu beachten, dass die Sweeps bei der ersten Durchführung näherungsweise die Identifikation der Eigenschaften des kompletten Frequenzspektrums zulassen, während der hier dargestellte Step-Sinus nur einzelne Punkte des Spektrums auflöst, welche im Bereich der Resonanzen bereits gezielt mit einem geringeren Frequenzabstand positioniert werden.

⁴⁰Zwischen den einzelnen Zeitabschnitten konstanter angeregter Frequenz wird keine Pause gelassen. Vielmehr steht im Vordergrund, dass die Frequenzen lange genug angeregt werden, dass sich das Fahrzeug in einem stationären, eingeschwungenen Zustand befindet.



3.2. VERSUCHSTECHNIK

Für die Ableitung einer allgemeingültigen Methodik zur Anwendung eines Subsystemmodells im Fahrkomfort wird ein Referenzfahrzeug verwendet. Dieses wird im folgenden Abschnitt beschrieben. Anschließend wird auf die in der Arbeit verwendeten Prüfstände eingegangen, welche zur Untersuchung von Teilsystemen des Fahrzeugs dienen.

3.2.1. REFERENZFAHRZEUG

Beim Referenzfahrzeug handelt es sich um ein Mittelklassefahrzeug mit längs eingebautem Verbrennungsmotor über der Vorderachse. Neben einem realen Versuchsfahrzeug liegt für dieses ebenfalls ein vollständig parametrisiertes komplexes Komponentenmodell vor. Ein Beispiel für ein Gesamtfahrzeug-Komponentenmodell ist in Abbildung 3.2 dargestellt. Je nach gewünschtem Detaillierungsgrad lässt sich die Komplexität der Modellierung einzelner Bestandteile variieren.

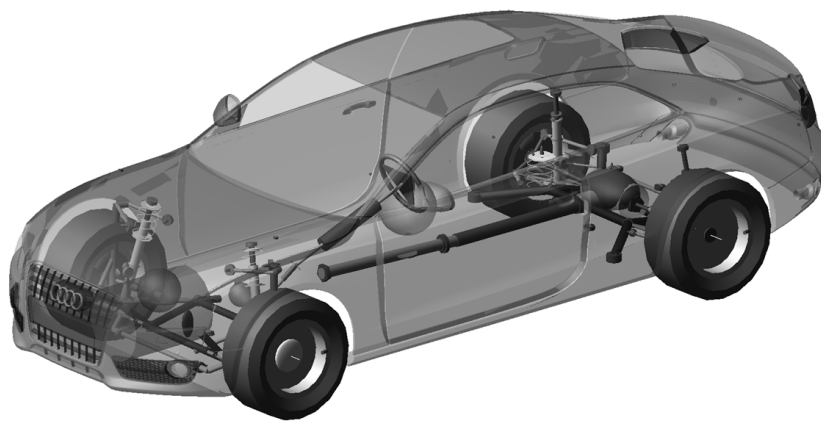
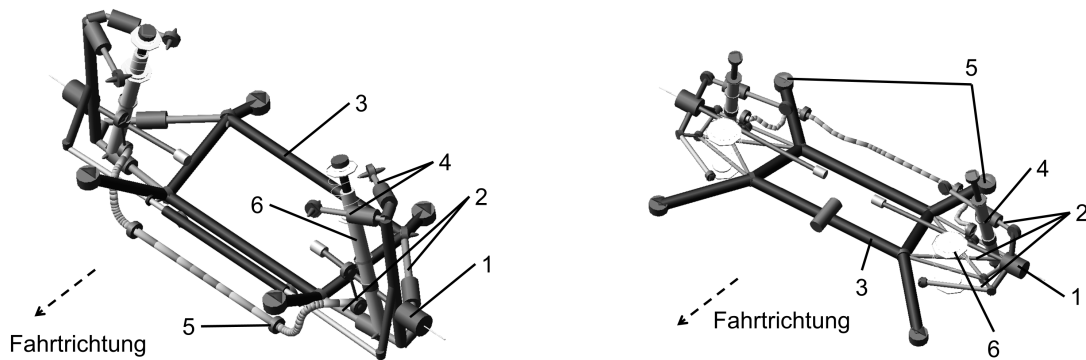


Abbildung 3.2.: Beispiel für ein komplexes Komponentenmodell

Das Fahrzeug verfügt über eine Mehrlenkerachse vorne und eine Trapezlenkerachse hinten. Das Aggregat ist elastisch auf einem Hilfsrahmen an der Vorderachse gelagert. Der vordere Hilfsrahmen ist wiederum starr mit der Karosserie verschraubt. Der hintere Hilfsrahmen ist über Elastomerlager mit der Karosserie verbunden. Ausgehend vom Aggregat wird die Antriebskraft auf alle vier Räder verteilt. An der Hinterachse ist dazu das Achsdifferenzial ebenfalls elastisch auf dem Hilfsrahmen gelagert. Die Aggregatlagerung ist eine Drei-Punkt-Lagerung mit zwei motorseitigen und einer getriebeseitigen Anbindung. Alle Aggregatlager verfügen über hydraulische Pfade.

An der Mehrlenker-Vorderachse aus Abbildung 3.3 (a) werden jeweils zwei untere (2) und zwei obere Lenker (4) über Kugelgelenke mit dem Radträger (1) verbunden. Karosserieseitig sind die unteren Lenker über Gummilager am Hilfsrahmen (3) bzw. die oberen Lenker am Aufbau (nicht dargestellt) befestigt. Das untere hintere U3-Gummilager weist dabei einen hydraulischen Pfad (vgl. Unterabschnitt 2.3.2) auf. Ein Federbein, bestehend aus Spiralfeder, Dämpfer und Druckpuffer (6) ist auf dem vorderen unteren Lenker über ein Gummilager befestigt. Aufgrund der Anordnung ist die Dämpferübersetzung kleiner als 1. Das obere Dämpferlager liegt im Kraftpfad des Dämpfers, während Feder- und Druckpufferkräfte direkt in die Karosserie eingeleitet werden. Weiterhin verbindet ein Elastomerlager (5) Stabilisator und Hilfsrahmen.



(a) Mehrlenker-Vorderachse des Referenzfahrzeuges (b) Trapezlenker-Hinterachse des Referenzfahrzeuges

Abbildung 3.3.: Komponentenmodelle der Achsen des Referenzfahrzeuges

An der Trapezlenker-Hinterachse aus Abbildung 3.3 (b) werden alle Lenker (2) jeweils mit Gummilagern am Radträger (1) und Hilfsrahmen (3) befestigt. Die Stabilisatorlager sind ebenfalls am Hilfsrahmen befestigt. Alle fahrwerksseitigen Lager zwischen Radträger und Hilfsrahmen sind konventionelle Gummilager. Die beiden hinteren Hilfsrahmenlager (5) weisen hydraulische Pfade in globaler Längsrichtung auf. Feder (6) und Dämpfer (4) werden getrennt ausgeführt und besitzen unterschiedliche Übersetzungen, bezogen auf die Radeinfederung. Die der Feder ist dabei kleiner als 1, während die des Dämpfers näherungsweise 1 beträgt. Das obere Dämpferlager ist erneut ausschließlich über dem Dämpfer angeordnet.

3.2.2. KINEMATICS AND COMPLIANCE PRÜFSTAND

Mit Hilfe eines Kinematics and Compliance-Prüfstands werden die statischen Eigenschaften von Fahrwerken bestimmt [HKMW98, Mor04, MSSKL08, Hah10]. Zu diesem Zweck werden bei fest eingespanntem Fahrzeugaufbau radseitig Kräfte und Wege mit geringer Geschwindigkeit vorgegeben bzw. gemessen. Die Anregung kann dabei am Latsch eines Reifens oder direkt am Radträger erfolgen. Wie auch in Abbildung 3.4 dargestellt, wird in der vorliegenden Untersuchung die Anregung direkt am Radträger aufgebracht, um die Eigenschaften von Reifen und Fahrwerk getrennt analysieren zu können.

Durch das Prüfstandskonzept wird die schnelle Applikation beliebiger Fahrzeuge ermöglicht, sodass die kinematischen und elastokinematischen Eigenschaften des jeweiligen Fahrwerks zeiteffizient ermittelt werden können. Dazu werden verschiedene Messverfahren angewandt. Beispielsweise wird eine Vertikalkraft am Rad aufgebracht, während die übrigen Freiheitsgrade unbeschränkt sind (Kinematik) oder die Einfederbewegung wird gesperrt, während gleichzeitig Lasten in den übrigen Freiheitsgraden aufgebracht werden (Elastokinematik).



Abbildung 3.4.: Kinematics and Compliance - Prüfstand

3.2.3. DYNAMISCHER ACHSPRÜFSTAND

Mit Hilfe des in der Arbeit verwendeten dynamischen Achsprüfstandes lassen sich zusätzlich die dynamischen Eigenschaften des Fahrwerks ermitteln. Der Aufbau sowie die Funktionsweise des Prüfstandes sind ausführlich in [BAP14] bzw. [APKW15] beschrieben und sollen nur kurz zusammengefasst werden. Der Prüfstandsaufbau ist in Abbildung 3.5 dargestellt. Das Fahrwerk wird über die karosserieseitigen Anbindungspunkte mit einem Prüfstandsrahmen verbunden. Der Prüfstandsrahmen stellt dabei einen starren Fahrzeugaufbau dar, um die individuellen Fahrwerkseigenschaften ohne Rückwirkung durch Karosserieelastizitäten zu bestimmen. Radseitig wird ein Radersatzsystem⁴¹ am Radlager befestigt, welches über Koppelstangen mit Hydraulikzylindern verbunden ist. Die Prüfstandseigenschaften sind noch einmal in Tabelle 3.1 zusammengefasst.

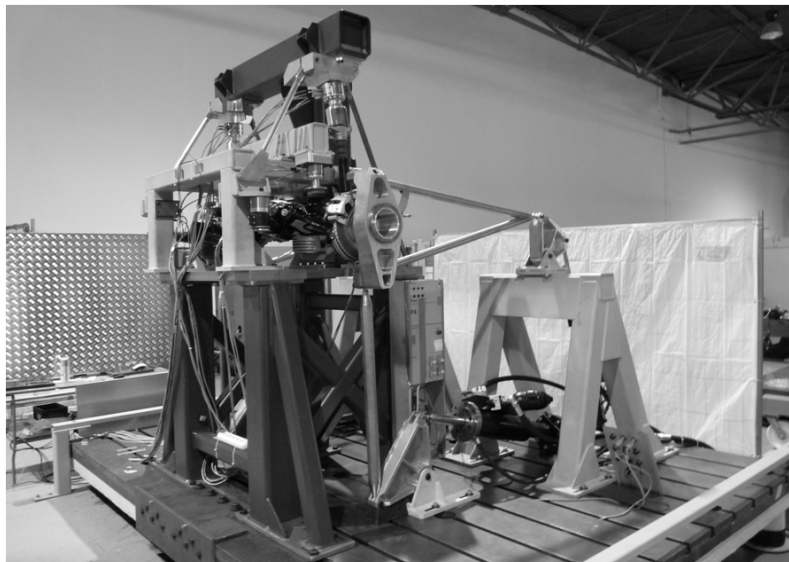


Abbildung 3.5.: Dynamischer Achsprüfstand [APKW15]

⁴¹Das Radersatzsystem besitzt dieselben Massen- und Trägheitseigenschaften wie das Rad des Fahrzeugs.



Tabelle 3.1.: Eigenschaften des dynamischen Achsprüfstandes

Eigenschaft	Wert
Maximale Anregungsfrequenz	30 Hz
Maximale Längskraft	15 kN
Maximale Vertikalkraft	20 kN
Maximale Längseinfederung	+/- 30 mm
Maximale Vertikaleinfederung	+/- 135 mm
Maximale Testgeschwindigkeit	4 m/s
Genauigkeit	0,01 mm
Übersetzung der Koppelstangen ⁴²	1:1

Die Anregung erfolgt dynamisch im Radmittelpunkt in vertikaler oder horizontaler Richtung. Die übrigen Freiheitsgrade bleiben unbeschränkt. Eine positive Vertikaleinfederung ist entsprechend einer Druckbelastung der Achse nach oben gerichtet, eine positive Längseinfederung erfolgt in Richtung des Fahrzeughecks. Je nach Anregungsamplitude sind dabei Frequenzen von bis zu 30 Hz in Längs- und Vertikalrichtung möglich. Die resultierenden Kräfte werden radseitig in den Koppelstangen und karosserie-seitig an den jeweiligen Anbindungspunkten zwischen Fahrwerk und Aufbau durch geeignete Kraftmessdosen aufgezeichnet. Somit werden einerseits konzeptunabhängige radbezogene Untersuchungen auf Systemebene und andererseits Transferpfadanalysen ermöglicht.

Gemäß SELL et al. können durch die Bestimmung des Verhältnisses aus Kraft und Weg am Rad "Eingangsteifigkeiten" des Systems bestimmt werden. Dynamisch sind bei höherer Amplitude bzw. Frequenz höhere Massenkräfte zu erwarten, welche die Feder- und Dämpferkräfte überlagern. "Durchgangsteifigkeiten" des Systems werden analog mit Hilfe der am Prüfstandsrahmen auftretenden Kräfte bestimmt. [SEM08] Die Definition der Schnittstellen entspricht in dem Fall denen eines dynamischen Komponentenprüfstandes. Der Prüfstandsrahmen soll dabei auch bei dynamischer Anregung ruhen.

Im Rahmen der Untersuchungen wird sowohl die in Unterabschnitt 3.2.1 vorgestellte Vorder- als auch Hinterachse⁴³ vermessen. Um die Abhängigkeiten des statischen und dynamischen Fahrwerksverhaltens von verschiedenen Bauteilen zu bestimmen, werden zusätzlich folgende Varianten unterschieden:

- Serienvariante (VA und HA)
- Ausbau des Stabilisators (VA und HA)
- Ausbau des Druckpuffers (VA und HA)
- Ausbau des Federbeins (VA), getrennter Ausbau von Feder und Dämpfer (HA)
- Verwendung eines Dämpfers ohne Dämpferöl (VA)

Im Folgenden werden die am Prüfstand verwendeten Messverfahren sowie deren Auswertung erläutert.

⁴²Die Übersetzung der Koppelstangen zum Rad ändert sich nur geringfügig über der Einfederung.

⁴³kurz: VA und HA

STATISCHE MESSUNGEN

Die statischen Messungen werden mit Hilfe von Rampen durchgeführt. Da diese mit Hilfe von Dreiecksfunktionen realisiert werden, wird zur Charakterisierung der Umkehrpunkte analog zu einer Sinusschwingung auch hier der Begriff Amplitude verwendet. Der Vorteil der Rampenanregung ist, dass eine konstante wegunabhängige Geschwindigkeit von 1 mm/s für jede Federrichtung vorgegeben werden kann. Effekte durch viskose Dämpfung oder Massenkräfte sind dadurch vernachlässigbar. Vor jeder Einzelmessung werden die Achsen in Druck- und Zugrichtung mit der entsprechenden Amplitude vorkonditioniert, um die Reproduzierbarkeit der Messungen sicherzustellen [Mu48, Mu50]. Zur Minimierung des Rauschens werden die Messsignale mit einem Butterworth-Filter und einer Grenzfrequenz von 10 Hz gefiltert.

Hierbei gilt es zu erwähnen, dass insbesondere bei Luftfederfahrwerken (welche hier nicht näher betrachtet werden) der thermische Zustand der Kompressionsluft berücksichtigt werden muss. Da je nach Geschwindigkeit der thermischen Zustandsänderung, diese eher als isotherm (geringe Federgeschwindigkeit) oder adiabat (dynamisch) zu betrachten ist, ändert sich die zugehörige Steifigkeit der Feder entsprechend eines Polytropenexponenten von ca. 1,4 um etwa 40 % [BS11, S. 588], [HEG13, S. 282]. Damit ist eine aus den statischen Messungen identifizierte Steifigkeit unter Umständen nicht geeignet zur Beschreibung der zu betrachtenden dynamischen Zustände. In dem Zusammenhang sollte geprüft werden, ob bei der Analyse von Luftfederfahrwerken eventuell eine harmonische Anregung gegenüber der hier dargestellten Rampenanregung zu bevorzugen ist.

Die Auswertung einer statischen Messung soll anhand von Abbildung 3.6 erläutert werden. In dem Fall wird die am Aufbau auftretende summierte Vertikalkraft der Vertikaleinfederung gegenübergestellt. Die verwendete Dreiecksfunktion hat eine Amplitude von 5 mm.

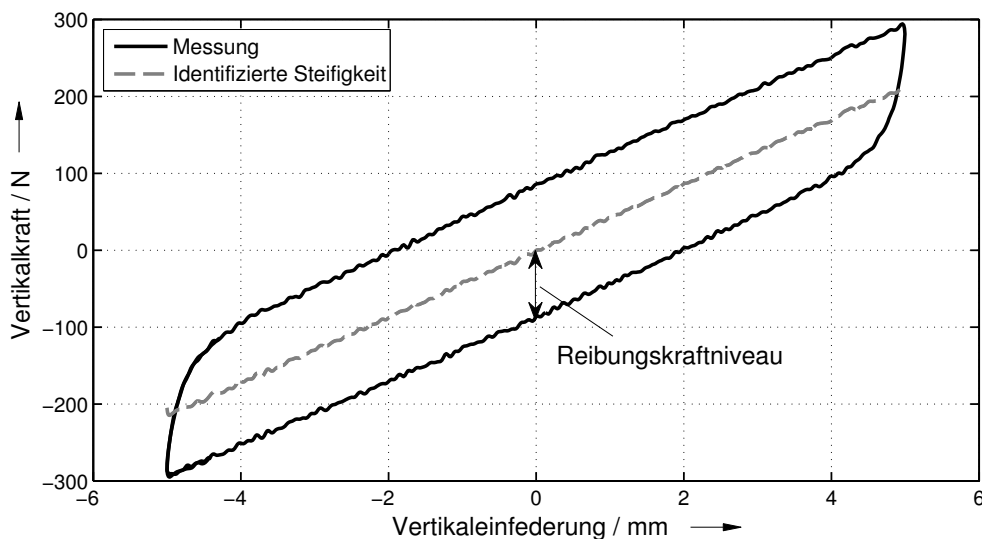


Abbildung 3.6.: Statische Kraft-Weg-Hysterese des Fahrwerks in Vertikalrichtung, Messung am dynamischem Achsprüfstand

Die resultierende Kraft ist monoton steigend über der vorgegebenen Einfederung und unterschiedlich für Zug- und Druckrichtung, weshalb sich bereits unter statischen Bedingungen eine Hysterese ausbildet. Daher wird im Weiteren zwischen elastischen Federeigenschaften und statischer Hysterese unterschieden. Die Federeigenschaften werden dem richtungsunabhängigen Anstieg der Kennlinie zugeordnet. Die resultierende Federkennlinie ist nicht zwangsweise linear, da progressive Bereiche auftreten können, wie beispielsweise durch



den Einsatz des Druck- oder Zugpuffers. Der durch die Kennlinie eingeschlossene Bereich beschreibt die statische Hysterese. Davon ausgehend, dass diese vorwiegend durch Reibungseffekte in einzelnen Komponenten geprägt ist, werden die statische Hysterese im Weiteren gleichbedeutend als Reibungshysterese und die damit verbundene Kraft als Reibungskraft bezeichnet. Die Reibungshysterese wird damit begrifflich gegenüber anderen Hystereseformen, welche beispielsweise aus viskoser Dämpfung entstehen, abgetrennt. Gemäß der Abbildung entspricht das Reibungskraftniveau der Hälfte der Hysteresebreite. An den Umkehrpunkten der Bewegung ist ein Übergangsbereich zu erkennen, in welchem sich die Reibungskraft zunächst aufbaut. Im vorliegenden Fall nähert sich diese mit steigender Verformung einem konstanten Wert an.

Die Federkraft lässt sich durch Mittelung der Kurven von Ein- und Ausfederung bestimmen. Lediglich im Übergangsbereich, in dem der Anstieg der Kennlinien infolge der Reibungskraft ungleich ist, wird ausschließlich die unbeeinflusste Kennlinie vor Erreichen des Umkehrpunktes verwendet. Eine zugehörige identifizierte Stefigkeitskennlinie ist ebenfalls in Abbildung 3.6 dargestellt. Die Reibungskraft lässt sich weiterhin durch Subtraktion der Federkraft von der gesamten Kraft-Weg-Hysterese bestimmen.

DYNAMISCHE MESSUNGEN

Analog der Bestimmung dynamischer Eigenschaften, welche in Abschnitt 3.1 erläutert wurde, erfolgen frequenzabhängige dynamische Anregungen mit Hilfe von Sweeps mit konstanter Weg- oder Geschwindigkeitsamplitude. Bei konstanter Wegamplitude wird über der Frequenz der Betriebsbereich in der statischen Federkennlinie beibehalten. Eine konstante Geschwindigkeitsamplitude resultiert in einem konstanten Geschwindigkeitsbereich der radbezogenen Dämpfungskennlinie. In beiden Fällen ist zu beachten, dass sich durch die Frequenzabhängigkeiten des Systems die dynamischen Betriebsbereiche dennoch von den statischen Zuständen unterscheiden können.

Die aus einer Sweep-Anregung resultierenden dynamischen Kräfte werden aufgezeichnet und mit Hilfe einer STFT ausgewertet, vgl. Abschnitt 3.1. Hinsichtlich der dynamischen Eigenschaften sind vorwiegend die Frequenz- und Amplitudenabhängigkeit der Übertragungsfunktionen von besonderer Bedeutung.

3.2.4. DYNAMISCHER KINEMATICS AND COMPLIANCE PRÜFSTAND

Der dynamische Kinematics and Compliance-Prüfstand⁴⁴ kann als Erweiterung des in Unterabschnitt 3.2.2 beschriebenen K&C-Prüfstandes um die dynamischen Funktionalitäten des in Unterabschnitt 3.2.3 erläuterten dynamischen Achsprüfstandes verstanden werden. Ein Prüfstandsaufbau ist beispielsweise in Abbildung 3.7 dargestellt. In dem vorliegenden Fall kann der Fahrzeugaufbau fest eingespannt oder frei schwingbar gelagert werden.

Im Gegensatz zu dem in Unterabschnitt 3.2.3 vorgestellten Achsprüfstand muss berücksichtigt werden, dass durch die Integration des Aufbaus weiterhin Karosserieeigenschaften Auswirkungen auf das gemessene Übertragungsverhalten des Systems haben können. Darüber hinaus erlaubt ein zum K&C-Prüfstand äquivalenter dynamischer K&C-Prüfstand die dynamische Anregung aller sechs Freiheitsgrade am Rad.

Bezogen auf den Prozess hat der Prüfstand den Vorteil, dass beliebige Fahrzeuge schnell appliziert werden können, wodurch eine zeiteffiziente Bestimmung statischer und dynamischer Fahrwerkseigenschaften ermöglicht wird. Die im Rahmen der vorliegenden Arbeit am dynamischen Achsprüfstand sowie simulativ hergeleiteten Identifikationsverfahren von Fahrwerkseigenschaften dienen als Ausgangsbasis für die zukünftige Integration eines geeigneten Prüfstands in den Entwicklungsprozess.

⁴⁴kurz: dynamischer K&C-Prüfstand



Abbildung 3.7.: Konzept eines dynamischen Kinematics and Compliance-Prüfstands

3.3. METHODE DER ANALYSE UND ABSTRAKTION VON SUBSYSTEMEN

Die Entwicklung eines Gesamtfahrzeugmodells auf Subsystemebene erfordert die Abstraktion der Eigenschaften auf Komponentenebene. Bei der zugehörigen Beschreibung und Analyse des Verhaltens wird daher zunächst von einer Übertragungsmatrix ausgegangen, welche das Subsystem als Blackbox beschreibt und die Referenz für die folgenden Ableitungen darstellt. Die darauf aufbauende Modellierung kann anschließend als Black- oder Greybox ausgeführt sein, wobei die bei der vorliegenden Methodik verwendete konkrete Umsetzung in Kapitel 5 beschrieben wird.

Die Definition der Subsystem-Blackbox sowie der zugehörigen Übertragungsmatrix wird im folgenden Unterabschnitt erläutert. Eine detailliertere Analyse der Übertragungsmatrix sowie eine Beschreibung zugehöriger Modifikationsmöglichkeiten findet im darauffolgenden Unterabschnitt statt. Da in dem Fall auch mechanisch-physikalische Annahmen Berücksichtigung finden, welche auch bei der Systemanalyse in den folgenden Kapiteln von Bedeutung sind, erfolgt die Betrachtung hierbei teilweise auf Basis einer Greybox.

3.3.1. DEFINITION DER SUBSYSTEM-BLACKBOX UND ÜBERTRAGUNGSMATRIX

Je nach Komplexität eingesetzter MKS-Modelle werden ab einem bestimmten Detaillierungsgrad Modellelemente als Black- oder Greybox definiert. Beispielsweise beschreibt die Federsteifigkeit eines konventionellen Kelvin-Voigt-Elements (vgl. Unterabschnitt 2.3.2) zusammengefasst die elastischen Eigenschaften eines Gummilagers, ohne deren Entstehung detaillierter aufzuschlüsseln. Das weitere Vorgehen orientiert sich an der Übertragung dieser Betrachtungsweise auf Subsystemebene. Demnach wird das analysierte System an seinen Grenzen freigeschnitten und die Übertragungseigenschaften mit Hilfe geeigneter abstrakter Modellansätze beschrieben. Unabhängig von Subsystem- und Komponentenebene kann die Abstraktion auf beliebigen weiteren Unterebenen erfolgen.

Im vorliegenden Fall wird das Verhalten auf Subsystemebene zunächst mit Hilfe einer Übertragungsmatrix beschrieben, welche das System als Blackbox abbildet, vgl. Abbildung 3.8. Die Komponenten des Subsystems sind mit den Ein- und Ausgängen sowie untereinander über Übertragungselemente H_{ij} verknüpft. i und j stehen hierbei für die Indizes der

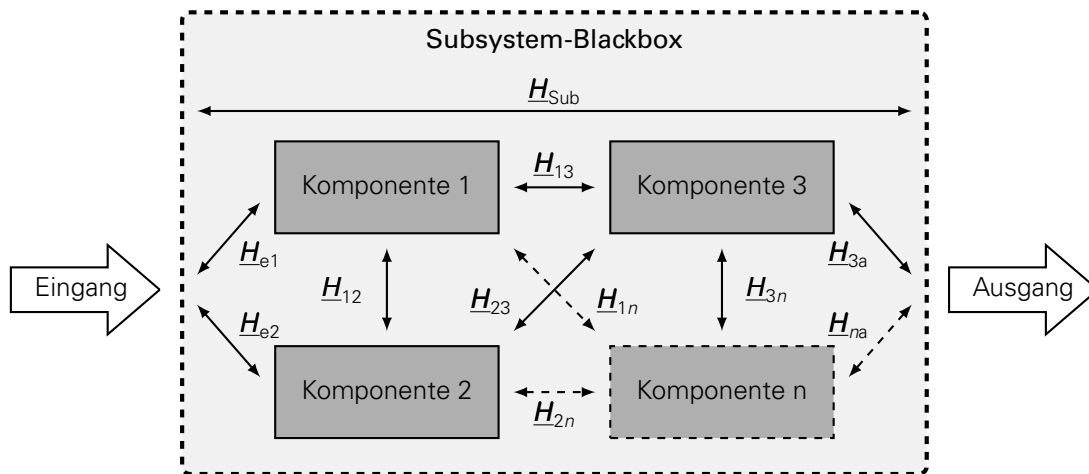


Abbildung 3.8.: Definition der Übertragungsgrößen zwischen Subsystem- und Komponentenebene

jeweils verknüpften Komponenten bzw. e und a für die Verknüpfung zu den Ein- und Ausgangsgrößen des Systems. Die Zahl der einbezogenen Komponenten im System kann bis zur maximalen Zahl an Komponenten n fortgesetzt werden. Die Übertragungsmatrix H_{Sub} wiederum verknüpft die Ein- und Ausgangsgrößen des Subsystems über allgemeine komponentenunabhängige Funktionen.

Die genannte Übertragungsmatrix kann im Weiteren dazu verwendet werden, um die statischen und dynamischen Übertragungseigenschaften eines beliebigen Systems (in dem Fall mit H bezeichnet) zu charakterisieren.

Dies wird zunächst anhand der Steifigkeitsmatrix C , welche der Übertragungsmatrix unter statischen Bedingungen entspricht, erläutert. Die Beschreibung eines dreidimensionalen Körpers mit sechs Freiheitsgraden erfolgt dabei über eine 6×6 -Matrix nach Gleichung 3.6 und kann im Zeit- und Frequenzbereich angewandt werden. Die Steifigkeitsmatrix verknüpft die Elemente des Kraftvektors \vec{F} bestehend aus drei Kräften und drei Momenten mit den Elementen des Bewegungsvektors \vec{x} , bestehend aus drei translatorischen und drei rotatorischen Bewegungen.

$$\partial \vec{F} = C \partial \vec{x} \quad (3.6)$$

Alternativ ist gemäß BLUNDELL auch die Nachgiebigkeitsmatrix als Inverses der Steifigkeitsmatrix verwendbar, vgl. Gleichung 3.7 [BH04, S. 173]. Je nach Anwendungsfall kann die Beschreibung mittels einer der Methoden geeigneter sein.

$$N = C^{-1} \quad (3.7)$$

Im Weiteren wird die Steifigkeitsmatrix detaillierter betrachtet. Diese wird gemäß Gleichung 3.8 definiert.

$$C = \begin{bmatrix} C_{xx} & C_{xy} & C_{xz} & C_{xr_x} & C_{xr_y} & C_{xr_z} \\ C_{yx} & C_{yy} & C_{yz} & C_{yr_x} & C_{yr_y} & C_{yr_z} \\ C_{zx} & C_{zy} & C_{zz} & C_{zr_x} & C_{zr_y} & C_{zr_z} \\ C_{r_x x} & C_{r_x y} & C_{r_x z} & C_{r_x r_x} & C_{r_x r_y} & C_{r_x r_z} \\ C_{r_y x} & C_{r_y y} & C_{r_y z} & C_{r_y r_x} & C_{r_y r_y} & C_{r_y r_z} \\ C_{r_z x} & C_{r_z y} & C_{r_z z} & C_{r_z r_x} & C_{r_z r_y} & C_{r_z r_z} \end{bmatrix} \quad (3.8)$$



Die Diagonalelemente C_{ii} der Matrix \mathbf{C} entsprechen dabei den unidirektionalen Steifigkeiten, welche die Kräfte und Wege in einem Freiheitsgrad verknüpfen. Die Nebenelemente wiederum beschreiben die Wechselwirkungen zwischen verschiedenen Freiheitsgraden. Beispielsweise definiert C_{ryz} die Kreuzsteifigkeit zwischen dem um die y -Achse auftretenden Moment und einer Relativbewegung in z . Bei linearen Systemen sind die Nebenelemente symmetrisch um die Diagonale angeordnet.

Zum Erhalt der dynamischen Übertragungsmatrix \underline{H} sind die in Gleichung 3.8 dargestellten Steifigkeitsterme durch komplexe Übertragungsfunktionen (vgl. Unterabschnitt 2.3.1) zu ersetzen. Die Matrix ist im Frequenzbereich definiert, jedoch kann das entsprechende Systemverhalten unter Umständen auch mit definierten Elementen im Zeitbereich abgebildet werden.

Wenn alle Parameter der Übertragungsmatrix bekannt sind, lassen sich beliebige Systemzustände berechnen. Unter Verwendung eines Gleichungssystems gemäß Gleichung 3.6 bei dem die Steifigkeits- durch eine Übertragungsmatrix ersetzt wird, müssen dazu für die Lasten \vec{F} und Bewegungen \vec{x} die entsprechenden Randbedingungen eingesetzt werden.

3.3.2. ANALYSE UND MODIFIKATION DER ÜBERTRAGUNGSMATRIX

Die Übertragungsmatrix \underline{H} ist prinzipiell für einen Betriebspunkt des zugehörigen Systems im Frequenzbereich definiert. Daher wird die Matrix als Referenz für die Genauigkeit einer Methode, welche die linearen Subsystemeigenschaften abbildet, verstanden. Ein Subsystemansatz, welcher die aus der Komponentenebene identifizierte Übertragungsmatrix korrekt beschreibt, kann demnach als gleichwertig betrachtet werden.

Der Ansatz lässt sich zusätzlich zur Berücksichtigung nichtlinearer Systemeigenschaften erweitern. Im Frequenzbereich wird das ermöglicht, wenn die einzelnen Komponenten der Matrix in Abhängigkeit möglicher Systemzustände definiert werden. Dazu zählt, dass die Komponenten eine Amplitudenabhängigkeit oder eine nichtlineare Frequenzabhängigkeit⁴⁵ besitzen. Weiterhin muss im nichtlinearen Fall berücksichtigt werden, dass neben der Anregungsfrequenz auch noch weitere Frequenzen im Ausgangssignal enthalten sind.

Bei Modellierung der Übertragungsmatrix im Zeitbereich, beispielsweise durch eine Steifigkeits- und Dämpfungsmatrix \mathbf{C} bzw. \mathbf{K} werden Nichtlinearitäten berücksichtigt, indem die einzelnen Komponenten der Matrizen ebenfalls in Abhängigkeit der möglichen Systemzustände, wie dem aktuellem Differenzweg oder der aktuellen Geschwindigkeit, definiert werden.

Im Weiteren existieren Methoden, welche die Übertragungseigenschaften derart modifizieren, dass die gleichen Systemeigenschaften in veränderter Form abgebildet werden.

Eine Methode, welche zur Analyse und Modifikation des Übertragungsverhaltens eines Systems Anwendung findet, stellt die Modalanalyse dar [Ewi84, HF01, Mös10]. Diese basiert auf einer Identifikation der Eigenmoden des Systems über curve-fitting Routinen für einen⁴⁶ oder mehrere⁴⁷ Freiheitsgrade. Die Moden werden über komplexe Eigenwerte und Eigenvektoren definiert. Die Vorgehensweise entspricht der Abbildung des Systems durch Ein-Massen-Schwinger. Bezogen auf die oben dargestellte Steifigkeitsmatrix bedeutet das eine Diagonalisierung der Matrix durch deren Transformation in ein neues Koordinatensystem, vgl. Gleichung 3.9. Die Matrix der Eigenvektoren Ψ diagonalisiert die Steifigkeit \mathbf{C} zur modalen Steifigkeit \mathbf{C}_r , vgl. Gleichung 3.9 [Ewi84, S. 41].

$$\mathbf{C}_r = \Psi^T \mathbf{C} \Psi \quad (3.9)$$

⁴⁵Während Systeme mit einer Dämpfungskonstante eine lineare Frequenzabhängigkeit aufweisen, können Systeme, welche beispielsweise durch einen (von verschiedenen Randbedingungen abhängigen) nichtlinearen Dämpfungsbeiwert geprägt sind, ein nichtlineares Verhalten über der Frequenz aufweisen.

⁴⁶engl.: Single Degree of Freedom, kurz: SDOF

⁴⁷engl.: Multi Degree of Freedom, kurz: MDOF



Während die Modalanalyse grundsätzlich für das gesamte schwingfähige System mit Steifigkeiten, Dämpfungen und Massen verwendet wird, können die Eigenwerte und -vektoren analog auch nur für eine einzelne Steifigkeitsmatrix berechnet und zu deren Transformation verwendet werden. In dem Fall werden die Hauptachsen mit den zugehörigen Steifigkeiten bestimmt, entlang derer keine Kopplungen zwischen den Freiheitsgraden auftreten. Im Gegensatz zum Ausgangskordinatensystem sind die Steifigkeiten des transformierten Systems in Richtung der Eigenvektoren $\tilde{\Psi}_i$ verdreht. Der Vorteil des Verfahrens besteht darin, dass die diagonalisierte Matrix gegenüber der Ausgangsmatrix deutlich weniger Elemente besitzt und damit übersichtlicher für die Bearbeitung wird. Andererseits müssen die neuen Koordinatenrichtungen nicht zwangsläufig anschaulicher für den Entwickler sein. Weiterhin sei erwähnt, dass es sich bei der konventionellen Modalanalyse um ein lineares Verfahren handelt, sodass diese für nichtlineare Systeme, deren Eigenmoden vom aktuellen Betriebszustand abhängen, beschränkt einsetzbar ist.

Eine weitere Form der Analyse und Beschreibung von Systemen findet durch die Bestimmung von elastischen Drehpolen/-achsen statt. Beispielsweise stellt CHONDROS die Bestimmung des Pols für den Aufbau eines Kraftfahrzeugs vor, wobei dieser als Stab auf Federelementen betrachtet wird [CBVD97]. Analog sind die prinzipiellen elastischen Achsen⁴⁸ zu betrachten, welche von NISHIMURA für das Fahrwerk definiert werden [NN07]. In [JS00] sind ähnliche Zusammenhänge für das Aggregatsubsystem beschrieben.

Die beschriebenen Methoden werden zunächst angewandt, um die Übertragungsmatrix des Systems in einem bestimmten Frequenzbereich gleichwertig abzubilden. Wie in der Diskussion in Unterabschnitt 2.2.2 bereits erläutert, ist in dem Fall die Unabhängigkeit von spezifischen Fahrkomfortkennwerten gewährleistet. Da eine vollständige Abbildung der Matrix jedoch aufgrund von Komplexität, Parametrierbarkeit oder Anwendbarkeit des Subsystemansatzes nicht immer zielführend ist, werden weiterhin einzelne Elemente der Matrix modifiziert oder eliminiert.

⁴⁸engl.: Principal Elastic Axes, kurz: PEA



4. CHARAKTERISIERUNG DER ÜBERTRAGUNGSEIGENSCHAFTEN VON SUBSYSTEMEN





Im folgenden Kapitel wird das statische und dynamische Verhalten ausgewählter Subsysteme analysiert. In dem Zusammenhang werden relevante Subsystemeigenschaften identifiziert, welche die Basis für die Erstellung eines Subsystemansatzes nach Kapitel 5 bilden.

Die Analyse der Subsysteme erfolgt mit Hilfe der Subsystem-Methode, welche in Abschnitt 3.3 erläutert wurde. Dazu wird das System zunächst als Blackbox betrachtet und dessen statische sowie dynamische Eigenschaften analysiert. Da aus prozesstechnischer Sicht die Verknüpfung zur Komponentenebene von Bedeutung ist, wird ebenfalls die Zusammensetzung der Kräfte aus einzelnen Bauteilen betrachtet. Die Begriffe Wanken, Nicken und Gieren, welche die Rotationsbewegungen des Gesamtfahrzeugs um die x -, y - und z -Achse beschreiben, werden ebenfalls zur Charakterisierung der Rotationsbewegung einzelner Subsysteme verwendet.

Zur Systemanalyse erfolgt die gekoppelte Anwendung von Messung und Simulation. Simulationen werden eingesetzt, wenn benötigte Prüfstände nicht zur Verfügung stehen oder Untersuchungen am Subsystem vorgenommen werden müssen, deren Umsetzung in der Realität nur unter hohem Aufwand möglich ist.

Im Folgenden wird zunächst der Einfluss der einzelnen Subsysteme auf das Gesamtfahrzeugverhalten qualitativ analysiert. Somit wird die Relevanz der betrachteten Subsysteme festgestellt.

4.1. EINFLUSS VON SUBSYSTEMEN AUF DAS GESAMTFAHRZEUG

Bevor mit einer detaillierten Analyse der Subsysteme begonnen wird, muss deren Relevanz im betrachteten Frequenzbereich bis 30 Hz bestätigt werden. Auch wenn die Untersuchungen aus Abschnitt 2.4 bereits die Bedeutung der Subsysteme darlegen, ist nicht immer eindeutig ersichtlich, inwiefern sich deren Schwingverhalten auf Gesamtfahrzeugebene auswirkt.

Die Relevanz der Schwingungseigenschaften von Aufbau und Rad wird in diesem Zusammenhang als ausreichend erwiesen angesehen, sodass der Fokus insbesondere auf Aggregat, Hilfsrahmen und Differenzial liegt. Zur Definition deren Einflusses wird das Gesamtfahrzeugverhalten mit Berücksichtigung oder Vernachlässigung von Subsystemschwingungen bei verschiedenen Fahrmanövern simulativ an einem Komponentenmodell untersucht. Die Simulation bietet dabei den Vorteil die Einflüsse schnell qualitativ abzuschätzen, während dafür in der Realität ein größerer Aufwand nötig ist.

Für die Analyse werden neben der Serienversion noch weitere Varianten unterschieden. Bei der Variante "Agg starr" wird das Aggregat starr mit dem Aufbau verbunden, sodass keine Motorlagerung wirksam wird. Die Variante "HiRa starr" berücksichtigt gleichermaßen eine Fixierung des hinteren Hilfsrahmens am Aufbau, sodass dieser nicht unabhängig vom Aufbau schwingen kann. In der Variante "Diff starr" wird das Hinterachsdifferenzial starr am Hilfsrahmen befestigt. Somit wird die Differenziallagerung überbrückt, die gemeinsame Masse von Hilfsrahmen und Differenzial kann jedoch zwischen den Rad- und Hilfsrahmensteifigkeiten schwingen.

Der Einfluss der verschiedenen Varianten auf die Amplituden der Übertragungsfunktionen am vorderen und hinteren Federbeindom bei gleichzeitiger vertikaler Anregung auf einem Vierstempel-Prüfstand wird in Abbildung 4.1 dargestellt.

An dem vorderen Federbeindom zeigen sich durch eine starre Anbindung des Differenzials nahezu keine Auswirkungen, vgl. Abbildung 4.1 (a). Mit starr angekoppeltem Hilfsrahmen wird zwischen 17 und 22 Hz eine Verringerung in der Amplitude erkennbar. Der größte Unterschied ist in dem Fall durch das Aggregat gegeben. Bei Unterbindung der zugehörigen Schwingmoden zeigt sich der charakteristische Verlauf eines Zwei-Massen-Schwingers, vgl. Unterabschnitt 2.4.1, bestehend aus Aufbau- und Radmasse. Bei ungefesseltem Aggregat werden die Eigenschwingungen des Motors überlagert, welche die Aufbaubewegung teilwei-

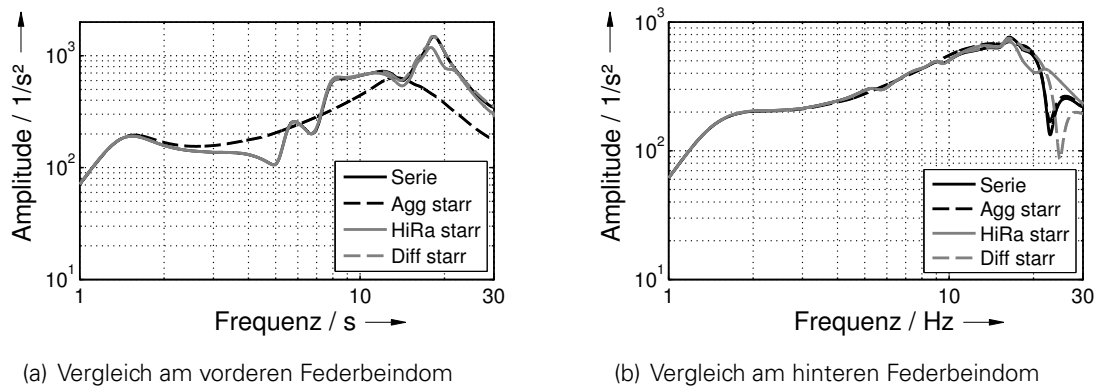


Abbildung 4.1.: Einfluss verschiedener Subsystemvariationen auf die Amplitude der Übertragungsfunktion auf dem Fourposter bei einer angeregten Geschwindigkeitsamplitude von 30 mm/s, Simulation

se tilgen [Ame13] oder verstärken. Bemerkenswert ist in dem Fall, dass eine erste Tilgung der Aufbauschwingung bereits im Bereich von 1,5 bis 6 Hz erkennbar wird. Daraus lässt sich ableiten, dass diese ebenfalls Einfluss auf den Isolationsbereich (vgl. Unterabschnitt 2.2.1) hat. Im Bereich von 8 bis 20 Hz werden gegenüber dem starr angebondenen Aggregat zwei deutlich höhere Spitzen sichtbar, welche aus der gekoppelten Schwingung von Aggregat- und Radmasse entstehen.

An dem hinteren Federbeindom sind die Unterschiede zwischen den Varianten geringer, sodass bis etwa 10 Hz nahezu keine Differenz in den Beschleunigungen offensichtlich wird. Beginnend bei dieser Frequenz sind bis 30 Hz die größten Unterschiede bei starrer Anbringung des Hilfsrahmens erkennbar, da in dem Fall eine charakteristische Mode im Bereich von ca. 23 bis 25 Hz entfällt.

Weiterhin wird der Einfluss auf das Verhalten bei Überfahrt einer positiven Kante⁴⁹ mit ca. 20 mm Höhe bei 40 km/h erläutert. Dafür ist in Abbildung 4.2 die an den Federbeindomen resultierende Beschleunigung bei Überfahrt der Kante mit Vorder- bzw. Hinterrad dargestellt. In Abbildung 4.2 (a) ist erkennbar, dass im Gegensatz zu Hilfsrahmen und Differenzial lediglich das Aggregat einen größeren Einfluss auf die Vertikalbeschleunigung am vorderen Federbeindom hat. Bei starr gelagertem Aggregat sinkt die Peak-to-Peak⁵⁰-Amplitude und die Schwingfrequenz wird geringer. Da in dem Fall die charakteristischen Schwingmoden des Aggregats entfallen, kann davon ausgegangen werden, dass dessen Resonanzschwingungen gewöhnlicherweise die resultierende Fahrzeugschwingung verstärken.

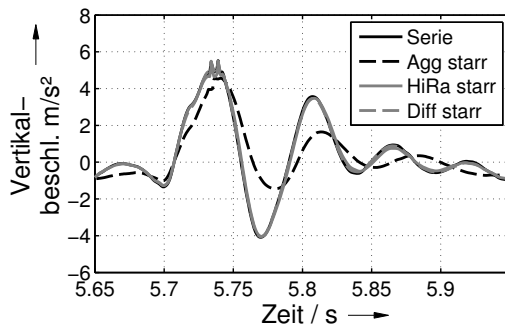
Die Vertikalbeschleunigungen am hinteren Federbeindom, welche in Abbildung 4.2 (b) dargestellt sind, werden durch Aggregat- und Differenziallagerung nur sehr wenig beeinflusst. Bei starr gelagertem Hilfsrahmen steigt die Amplitude etwas an.

In Abbildung 4.2 (c) wird deutlich, dass die Längsbeschleunigung am vorderen Federbeindom ebenfalls durch die Variation der Aggregatlagerung am stärksten beeinflusst wird, während Hilfsrahmen und Differenzial besonders Auswirkungen auf den darauffolgenden Ausschwingvorgang haben. Analog der Vertikalrichtung verstärkt ein frei schwingendes Aggregat die Sprungantwort.

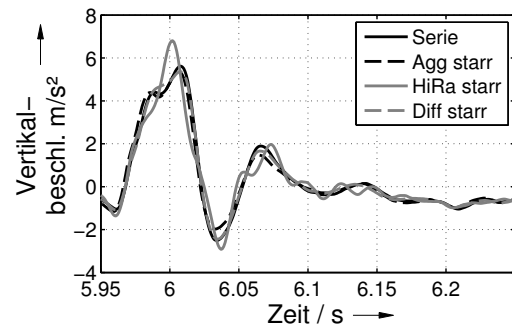
Am hinteren Federbeindom zeigt das starr angekoppelte Aggregat nur geringe Unterschiede, während die starren Hilfsrahmen- oder Differenziallagerungen einen größeren Einfluss haben, vgl. Abbildung 4.2 (d). Die starre Hilfsrahmenlagerung resultiert in einer deutlich höheren

⁴⁹Eine positive Kante bezeichnet ein Einzelhindernis, welches sich von der Straße ausgehend um die jeweilige Amplitude in positiver globaler z-Richtung erstreckt.

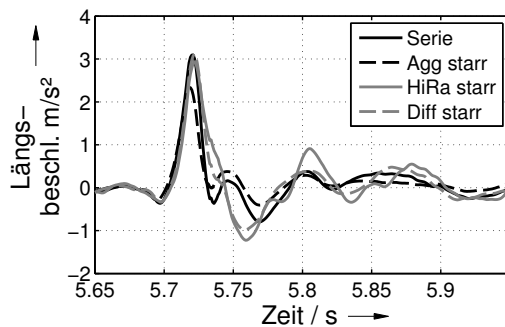
⁵⁰kurz: PtP



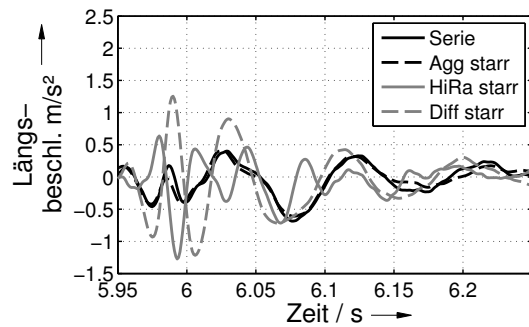
(a) Vergleich am vorderen Federbeindom in Vertikalrichtung bei Kantenüberfahrt des Vorderrads



(b) Vergleich am hinteren Federbeindom in Vertikalrichtung bei Kantenüberfahrt des Hinterrads



(c) Vergleich am vorderen Federbeindom in Längsrichtung bei Kantenüberfahrt des Vorderrads



(d) Vergleich am hinteren Federbeindom in Längsrichtung bei Kantenüberfahrt des Hinterrads

Abbildung 4.2.: Einfluss verschiedener Subsystemvariationen auf die Systemantwort bei Überfahrt einer Kante von 20 mm Höhe; Beschl.: Beschleunigung, Simulation

Längssteifigkeit des Fahrwerks, weshalb Amplitude und Frequenz des Ausschwingvorgangs zunehmen. Da auch infolge der Variation der Differenziallagerung bereits signifikante Unterschiede im Schwingverhalten erkennbar werden, ist davon auszugehen, dass nicht nur die gemeinsame Masse von Hilfsrahmen und Differenzial von Bedeutung ist, sondern auch das individuelle Schwingensystem des Differenzials einen Einfluss hat.

Zusammengefasst lässt sich formulieren, dass alle dargestellten Systeme von wesentlicher Bedeutung für das Schwingverhalten des Gesamtfahrzeugs sind und für eine Berücksichtigung in einem Modellansatz detaillierter analysiert werden müssen.

4.2. FAHRWERK MIT STARR ANGEBUNDENEM HILFSRAHMEN

In den folgenden Unterabschnitten wird das statische und dynamische Übertragungsverhalten des Fahrwerks analysiert. Die Untersuchung bezieht sich dabei zunächst auf die Vorderachse des Referenzfahrzeugs (vgl. Unterabschnitt 3.2.1), welche über einen mit der Karosserie verschraubten Hilfsrahmen verfügt, sodass die Verbindung als starr angenommen wird. Da dies über vier Punkte erfolgt, ist das System dabei grundsätzlich als überbestimmt zu betrachten. Die Messung der Kräfte an den jeweiligen Punkten hat jedoch gezeigt, dass aufgrund der Hilfsrahmenelastizität und der Nähe der Messpunkte zu den jeweiligen Kräfteeinleitungsstellen über die Fahrwerkslenker, dennoch eine grundsätzliche Aussage zur Aufteilung der Kräfte in der Achse möglich ist. Für die anschließende Betrachtung und Modellierung auf Subsystemebene sind darüber hinaus nur die Summenkräfte entscheidend.



Auch wenn eine Elastizität des Hilfsrahmens für die Kräftemessung vorausgesetzt wird, ist generell davon auszugehen, dass die dargelegten Zusammenhänge großteils gleichermaßen für Achsen ohne Hilfsrahmen gelten. Im Vordergrund der Analyse steht hierbei das Übertragungsverhalten zwischen Rad und Aufbau, welches als symmetrisch für die linke und rechte Achsseite angenommen wird. Die zugehörigen Freiheitsgrade können sich jedoch (z.B. aufgrund eines Stabilisators) gegenseitig beeinflussen. Durch den Einsatz von Kugelgelenken, Lenkern und Gummilagern ist das Verhalten der Achse durch kinematische und elastokinematische Effekte geprägt.

Im folgenden Unterabschnitt werden zunächst die kinematischen, elastokinematischen und dynamischen Eigenschaften des Fahrwerks anhand einer Übertragungsmatrix in Anlehnung an Unterabschnitt 3.3.1 definiert. Dies bildet die Grundlage für die darauffolgende Analyse der Eigenschaften in Vertikal- und Längsrichtung und ist unter Berücksichtigung des Achsträgers auch auf Abschnitt 4.3 übertragbar. Anschließend werden die statischen Eigenschaften des vorliegenden Fahrwerks betrachtet. Hierbei stehen zunächst die elastischen Eigenschaften im Vordergrund, während Reibungseffekte noch einmal gesondert betrachtet werden. Anschließend erfolgt die Analyse des dynamischen Übertragungsverhaltens, bei der die genannten Effekte in Wechselwirkung mit frequenz- und geschwindigkeitsabhängigen Achseigenschaften auftreten.

4.2.1. DEFINITION KINEMATISCHER, ELASTOKINEMATISCHER UND DYNAMISCHER FAHRWERKSEIGENSCHAFTEN AUF BASIS EINER SUBSYSTEM-ÜBERTRAGUNGSMATRIX

Wie bereits in Unterabschnitt 3.3.2 beschrieben, lässt sich unter einem mechanischen Gesichtspunkt das nichtlineare Verhalten eines Subsystems unabhängig von dessen innerer Struktur mit Hilfe von Systemmatrizen, welche vom derzeitigen Betriebspunkt des Systems abhängig sind, beschreiben. Für die folgenden Erläuterungen wird jedoch zunächst von Linearität ausgegangen. Im Fahrwerk wird eine entsprechende Übertragungsmatrix \underline{H}_F verwendet, um die Zusammenhänge zwischen auftretenden Kräften und Bewegungen zu charakterisieren, vgl. Gleichung 4.1. Die Größen des Systems sind in dem Zusammenhang zunächst im Frequenzbereich definiert. Deren Definition im komplexen Zahlenraum wird durch einen Unterstrich kenntlich gemacht.

$$\underline{H}_F = \begin{bmatrix} \underline{H}_{F_{xx}} & \underline{H}_{F_{xy}} & \cdots & \underline{H}_{F_{xr_z}} \\ \underline{H}_{F_{yx}} & \underline{H}_{F_{yy}} & \cdots & \underline{H}_{F_{yr_z}} \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ \underline{H}_{F_{r_zx}} & \underline{H}_{F_{r_zy}} & \cdots & \underline{H}_{F_{r_zr_z}} \end{bmatrix} \quad (4.1)$$

\underline{H}_F verbindet den sechsdimensional frei beweglichen Radkörper (Radmasse bzw. reifengefederte Masse) mit dem sechsdimensional frei beweglichen Aufbau, vgl. Abbildung 4.3.

Da die Darstellung der Fahrwerkseigenschaften unter Verwendung einer Übertragungsmatrix (Blackbox) nur bedingt zielführend ist, soll die Charakterisierung des Systems als Basis für dessen Modellierung bevorzugt anhand kinematischer, elastokinematischer und dynamischer Eigenschaften (Greybox) erfolgen. Dazu ist jedoch die Kenntnis der Zusammenhänge zwischen der Übertragungsmatrix, welche als Referenz für die Genauigkeit der Methode dient, und den genannten Eigenschaften des Fahrwerks von essentieller Bedeutung. Dazu dienen die folgenden Ableitungen.

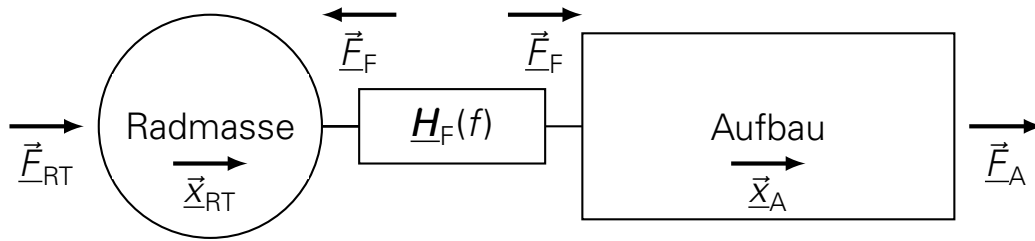


Abbildung 4.3.: Kopplung von Rad und Aufbau mittels einer Fahrwerks-Übertragungsmatrix

BESCHREIBUNG DES ÜBERTRAGungsverhaltens MITTELS STEIFIGKEITS-, DÄMPFUNGS- UND MASSENMATRIZEN

Die weiteren Ausführungen erfolgen bezugnehmend auf Abbildung 4.3. Es wird zunächst von der in Gleichung 4.1 dargestellten Übertragungsmatrix \underline{H}_F als Verknüpfung zwischen einem aufgebrachtten Differenzweg im Fahrwerk $\Delta\vec{x}$ und einer resultierenden Kraft \vec{F}_F ausgegangen, vgl. Gleichung 4.2.

$$\vec{F}_F = \underline{H}_F \Delta\vec{x} \quad (4.2)$$

Im Weiteren wird die Übertragungsmatrix \underline{H}_F durch eine Steifigkeits- und Dämpfungsmatrix \underline{C}_F bzw. \underline{K}_F ausgedrückt, vgl. Gleichung 4.3. ω entspricht hierbei der angeregten Kreisfrequenz.

$$\underline{H}_F = \underline{C}_F + i\omega\underline{K}_F \quad (4.3)$$

Die Matrizen können verwendet werden, um Gleichung 4.2 im Zeitbereich auszudrücken. Zum Erhalt von \vec{F}_F werden \underline{C}_F und \underline{K}_F in dem Fall jeweils mit dem Differenzweg $\Delta\vec{x}$ bzw. der Differenzgeschwindigkeit $\Delta\dot{\vec{x}}$ multipliziert, vgl. Gleichung 4.4.

$$\vec{F}_F = \underline{C}_F \Delta\vec{x} + \underline{K}_F \Delta\dot{\vec{x}} \quad (4.4)$$

Zur Berücksichtigung nichtlinearer Systemeigenschaften werden die Steifigkeits- und Dämpfungsmatrix jeweils in Abhängigkeit vom aktuellen Differenzweg $\Delta\vec{x}$ und der aktuellen Differenzgeschwindigkeit $\Delta\dot{\vec{x}}$ formuliert, $\underline{C}_F(\Delta\vec{x}, \Delta\dot{\vec{x}})$ bzw. $\underline{K}_F(\Delta\vec{x}, \Delta\dot{\vec{x}})$. In der Praxis treten solche Nichtlinearitäten beispielsweise infolge von Progressionen in Steifigkeitskennlinien oder aufgrund eines nichtlinearen Zusammenhangs zwischen Kraft und Geschwindigkeit im Dämpferverhalten auf.

Der Differenzweg und die Differenzgeschwindigkeit sind zwischen der Bewegung des Aufbaus \vec{x}_A und der der reifengefederten Masse bzw. der des Radträgers \vec{x}_{RT} definiert, vgl. Gleichung 4.5 und Gleichung 4.6.

$$\Delta\vec{x} = \vec{x}_{RT} - \vec{x}_A \quad (4.5)$$

$$\Delta\dot{\vec{x}} = \dot{\vec{x}}_{RT} - \dot{\vec{x}}_A \quad (4.6)$$

Für die weiteren Ableitungen wird der Aufbau jedoch zunächst als ruhend (d.h. fest mit der Umgebung verbunden) angenommen. Somit gilt für die Aufbaubewegung \vec{x}_A die Gleichung 4.7 sowie gelten für die Differenzbewegung und -geschwindigkeit die Gleichungen 4.8 und 4.9.



$$\vec{x}_A = \vec{0} \quad (4.7)$$

$$\Delta \vec{x} = \vec{x}_{RT} \quad (4.8)$$

$$\Delta \dot{\vec{x}} = \dot{\vec{x}}_{RT} \quad (4.9)$$

Für das System lassen sich nunmehr die Kräfte und Momente an der reifengefederten Masse sowie dem ruhenden Aufbau gegenüber einer eingegebenen Bewegung der Radmasse \vec{x}_{RT} bestimmen. Die infolge der Weganregung an der reifengefederten Masse angreifenden Kräfte \vec{F}_{RT} setzen sich dabei aus den Kräften im Fahrwerk \vec{F}_F und Massenkräften zusammen, vgl. Gleichung 4.10 bis Gleichung 4.12. Letztere werden durch das Produkt aus der Massenmatrix \mathbf{M}_{RT} und der Beschleunigung $\ddot{\vec{x}}_{RT}$ der reifengefederten Masse gebildet. Gyroskopische Effekte werden hierbei zunächst vernachlässigt.

$$\vec{F}_{RT} = \vec{F}_F + \mathbf{M}_{RT} \ddot{\vec{x}}_{RT} \quad (4.10)$$

$$= \mathbf{C}_F(\Delta \vec{x}, \Delta \dot{\vec{x}})(\vec{x}_{RT} - \vec{x}_A) + \mathbf{K}_F(\Delta \vec{x}, \Delta \dot{\vec{x}})(\dot{\vec{x}}_{RT} - \dot{\vec{x}}_A) + \mathbf{M}_{RT} \ddot{\vec{x}}_{RT} \quad (4.11)$$

$$= \mathbf{C}_F(\vec{x}_{RT}, \dot{\vec{x}}_{RT}) \vec{x}_{RT} + \mathbf{K}_F(\vec{x}_{RT}, \dot{\vec{x}}_{RT}) \dot{\vec{x}}_{RT} + \mathbf{M}_{RT} \ddot{\vec{x}}_{RT} \quad (4.12)$$

Um die Kräfte \vec{F}_A am ruhenden Aufbau zu erhalten, werden wiederum Gleichung 4.13 bzw. Gleichung 4.14 verwendet.

$$\vec{F}_A = \mathbf{C}_F(\vec{x}_{RT}, \dot{\vec{x}}_{RT})(\vec{x}_A - \vec{x}_{RT}) + \mathbf{K}_F(\vec{x}_{RT}, \dot{\vec{x}}_{RT})(\dot{\vec{x}}_A - \dot{\vec{x}}_{RT}) + \mathbf{M}_A \ddot{\vec{x}}_A \quad (4.13)$$

$$= \mathbf{C}_F(\vec{x}_{RT}, \dot{\vec{x}}_{RT})(-\vec{x}_{RT}) + \mathbf{K}_F(\vec{x}_{RT}, \dot{\vec{x}}_{RT})(-\dot{\vec{x}}_{RT}) \quad (4.14)$$

DEFINITION CHARAKTERISTISCHER KENNGRÖSSEN FÜR DIE VERTIKAL- UND LÄNGSDYNAMIK DES FAHRWERKS AUF BASIS DER SUBSYSTEMMATRIZEN

Die Formulierungen auf Basis von Gleichung 4.12 und Gleichung 4.14 werden verwendet, um charakteristische Zustände des Fahrwerks im Betrieb zu definieren. Dies wird zunächst anhand statischer Zustände gezeigt. Da unter dieser Bedingung die Kräfte am Aufbau und an der reifengefederten Masse gemäß der Gleichungen betraglich identisch sind, wird in dem Fall auf die Indizes A und RT an den Komponenten des Kraftvektors verzichtet. Aus einem mechanischen Gesichtspunkt entspricht die statische Vertikalsteifigkeit des Achssystems dem Steifigkeitsterm C_{zz} aus Gleichung 3.8. Diese ist für die Vertikalkraft jedoch nur charakteristisch, wenn in den übrigen Freiheitsgraden keine Bewegung zugelassen wird, sodass Gleichung 4.15 gilt.

$$\begin{bmatrix} F_x \\ F_y \\ F_z \\ M_x \\ M_y \\ M_z \end{bmatrix} = \mathbf{C}_F(\vec{x}_{RT}, \dot{\vec{x}}_{RT}) \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ z_{RT} \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \quad (4.15)$$



In dem Fall ergibt sich die Kraft in Vertikalrichtung ausschließlich aus dem Produkt von Steifigkeit und Vertikalbewegung, vgl. Gleichung 4.16.

$$F_z = C_{zz}z_{RT} \quad (4.16)$$

Die Kreuzterme der Steifigkeitsmatrix definieren dabei ausschließlich die Kraftwirkungen in den übrigen Freiheitsgraden, sind für die Vertikalrichtung jedoch irrelevant.

Unter realen Betriebsbedingungen ist jedoch davon auszugehen, dass die Radbewegungen in den zur Vertikalrichtung orthogonalen Raumrichtungen nicht vollständig unterbunden werden. Vielmehr hängt deren Ausprägung von den an der reifengefederten Masse angreifenden Kräften (z.B. von den Reifenkräften) im Gesamtfahrzeug ab. Bei Annahme einer geringen rückwirkenden Kraft ist daher die Beschreibung unter Elimination der zur Vertikalrichtung orthogonalen Kräfte und Momente charakteristischer für die auftretenden Systemzustände, vgl. Gleichung 4.17.

$$\begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ F_z \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} = \mathbf{C}_F(\vec{x}_{RT}, \dot{\vec{x}}_{RT}) \begin{bmatrix} x_{RT} \\ y_{RT} \\ z_{RT} \\ r_{x_RT} \\ r_{y_RT} \\ r_{z_RT} \end{bmatrix} \quad (4.17)$$

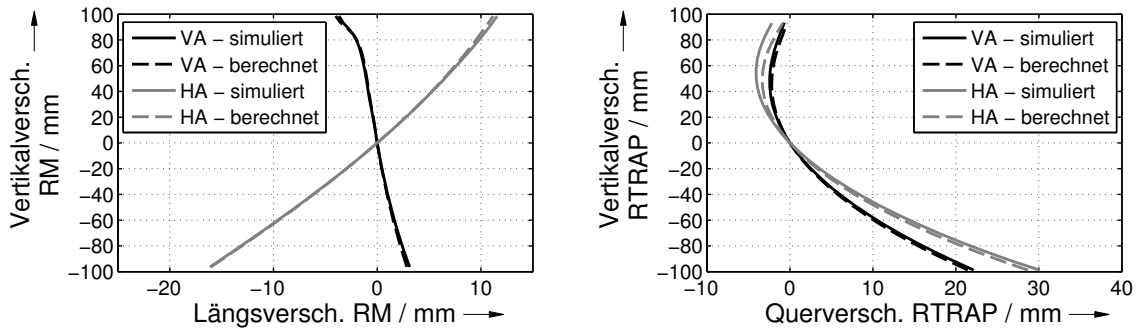
Durch Auflösen des Gleichungssystems zu F_z/z_{RT} lässt sich eine Formel für die damit verbundene Vertikalsteifigkeit in Abhängigkeit der Elemente der Steifigkeitsmatrix \mathbf{C}_F herleiten, welche die Kraftreaktion des Fahrwerks in Vertikalrichtung ohne Einschränkung der übrigen Freiheitsgrade beschreibt. Die explizite Lösung der Gleichung ist zu lang für eine geeignete Darstellung, entspricht jedoch dem Inversen des Terms N_{zz} einer zugehörigen Nachgiebigkeitsmatrix (vgl. [BH04, S. 172]) und ist in Abhängigkeit der Radhubkinematik geringer als C_{zz} . Um die Komplexität zu beschränken, wird diese charakteristische Steifigkeit im Weiteren nur noch mit Vertikalsteifigkeit bezeichnet. Die allgemeine Definition der betrachteten Vertikalsteifigkeit für statische und dynamische Zustände lautet demnach wie folgt:

Definition der Fahrwerk-Vertikalsteifigkeit:

Die Vertikalsteifigkeit eines Fahrwerks entspricht dem Verhältnis aus Vertikalkraft zu aufgebrachtener Vertikaleinfederung im Radmittelpunkt, während die übrigen Freiheitsgrade unbeschränkt bleiben.

Durch die kinetische Bedingung, dass abgesehen von der Vertikalkraft die übrigen Kräfte und Momente null sein sollen, ergibt sich in Abhängigkeit der Steifigkeitsmatrix eine definierte Bewegung der reifengefederten Masse. Diese wird für die x - z -Ebene bestimmt, indem zunächst die Änderung der Längs- gegenüber der Vertikalverschiebung $\partial x_{RT}/\partial z_{RT}$ aus Gleichung 4.17 ermittelt wird. Durch Integration dieser Momentanbewegung über der Einfederung, unter Berücksichtigung der sich ändernden Steifigkeitsmatrix, wird die entsprechende Hubkurve berechnet. Analog wird für die Bewegung in der y - z -Ebene vorgegangen.

Zur Prüfung des Ansatzes der äquivalenten Betrachtung von Steifigkeitsmatrix und Radbewegung werden mit Hilfe der Simulation die tatsächliche und eine aus der Steifigkeitsmatrix berechnete Radhubkurve für die Vorder- und Hinterachse des Referenzfahrzeugs bestimmt (Hinterachse mit fixiertem Hilfsrahmen) und in Abbildung 4.4 gegenübergestellt. Dabei werden die Längsverschiebung im Radmittelpunkt und die Querverschiebung im radträgerseitigen Radaufstandspunkt⁵¹ über der Einfederung betrachtet.



(a) Vergleich im Radmittelpunkt für die x-z-Ebene (b) Vergleich im radträgerseitigen Radaufstandspunkt für die y-z-Ebene

Abbildung 4.4.: Vergleich von tatsächlicher (simuliert) und aus Steifigkeitsmatrix berechneter (berechnet) Radhubkurve für die Vorder- (VA) und Hinterachse (HA); RM: Radmittelpunkt, RTRAP: Radträgerseitiger Radaufstandspunkt, Simulation

Wie aus der Abbildung ersichtlich wird, ergibt sich durch den Ansatz eine sehr gute Übereinstimmung für die vorliegenden Achskonzepte. In der x-z-Ebene ist der Betrag der Abweichung im Mittel 0,09 mm für die Vorderachse und 0,1 mm für die Hinterachse. In der y-z-Ebene sind die Beträge wiederum 0,29 mm für die Vorderachse und 0,7 mm für die Hinterachse. Kleinere Abweichungen kommen dabei durch Nichtlinearitäten im Fahrwerksverhalten zustande. Weiterhin wird durch die Darstellung der Zusammenhang zwischen Radbewegung und Kräfteabstützung wiedergegeben. Die momentane Bewegung in jedem Punkt folgt einem Geschwindigkeitsvektor, welcher senkrecht zur Verbindungslinie von aktuellem Punkt und Momentanpol steht, vgl. Unterabschnitt 2.4.2. Die Richtung der Verbindungslinie zum Momentanpol gegenüber den Koordinatenachsen beschreibt wiederum die kinematische Kräfteabstützung in den jeweils zugehörigen Ebenen mittels eines Schräggederungswinkels ε für die x-z-Ebene bzw. eines Abstützwinkels α für die y-z-Ebene. Diese sind äquivalent durch das Verhältnis aus Vertikalkraftänderung zur Variation einer aufgebracht Längs- bzw. Querkraft gegeben und lassen sich mit den entsprechenden Randbedingungen analog aus der Steifigkeitsmatrix berechnen, vgl. Gleichung 4.18 und Gleichung 4.19.

$$\begin{bmatrix} F_x \\ 0 \\ F_z \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} = \mathbf{C}_F(\vec{x}_{RT}, \dot{\vec{x}}_{RT}) \begin{bmatrix} x_{RT} \\ y_{RT} \\ 0 \\ r_{x_RT} \\ r_{y_RT} \\ r_{z_RT} \end{bmatrix} \quad (4.18)$$

⁵¹Da der Radaufstandspunkt als virtueller Kontaktpunkt von Reifen und Straße angenommen wird, jedoch hinsichtlich der Achskinetik ein äquivalenter Punkt auf dem Radträger von Bedeutung ist, wird dieser im Weiteren als radträgerseitiger Radaufstandspunkt bezeichnet



$$\begin{bmatrix} 0 \\ F_y \\ F_z \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} = \mathbf{C}_F(\dot{x}_{RT}, \dot{x}_{RT}) \begin{bmatrix} x_{RT} \\ y_{RT} \\ 0 \\ r_{x_RT} \\ r_{y_RT} \\ r_{z_RT} \end{bmatrix} \quad (4.19)$$

Aus den Gleichungssystemen werden zunächst die jeweiligen Kraftanstiege bestimmt. Der Schrägfederungswinkel ε und der Abstützwinkel α ergeben sich anschließend gemäß Gleichung 4.20 und Gleichung 4.21 durch das Verhältnis aus den Anstiegen von Längs- und Vertikalkraft bzw. Lateral- und Vertikalkraft. Die expliziten Lösungen der Gleichungen sind erneut zu lang für eine geeignete Darstellung.

$$\varepsilon = \frac{\partial F_z}{\partial F_x} \quad (4.20)$$

$$\alpha = \frac{\partial F_z}{\partial F_y} \quad (4.21)$$

Gleichung 4.18 und Gleichung 4.19 beschreiben insofern kinematische Kopplungen zwischen der Vertikal- und der Längs- sowie Querbewegung. Hierbei ist zu erwähnen, dass dieser Zusammenhang ausschließlich für eine definierte momentane Einfederung gilt und sich Steifigkeitsmatrix, Geschwindigkeitsvektor sowie die Abstützwinkel über der Einfederung kontinuierlich verändern. Über Eigenvektoren lässt sich der Zustand demnach nur für die derzeitige Einfederung abbilden.

Analog der Vertikalrichtung kann ebenfalls das Verhalten in Längsrichtung charakterisiert werden. Hierbei steht jedoch nicht die kinematische Einfederbewegung, sondern die Verformung von Achsbauanteilen unter Krafteinwirkung im Vordergrund (Elastokinematik). Dazu wird zunächst die kinematische Bewegung des Radträgers durch Beschränkung eines Freiheitsgrades unterbunden. Im vorliegenden Fall wird daher die Bewegung des Radträgers in Vertikalrichtung gesperrt und damit das kinematische Einfedern verhindert. Anschließend wird eine Kraft in Längsrichtung am Radmittelpunkt aufgebracht. Die übrigen Freiheitsgrade werden nicht eingeschränkt. Das den Randbedingungen entsprechende Gleichungssystem ist dabei bereits durch Gleichung 4.18 gegeben. Durch Auflösen des Gleichungssystems zu F_x/x_{RT} wird eine Formel für die damit verbundene Längssteifigkeit in Abhängigkeit der Elemente der Steifigkeitsmatrix \mathbf{C}_F hergeleitet, welche die Kraftreaktion des Fahrwerks in Längsrichtung bei ausschließlicher Sperrung des Vertikalfreiheitsgrades definiert. Die explizite Lösung der Gleichung ist erneut zu lang für eine geeignete Darstellung. Die damit verbundene charakteristische Steifigkeit wird im weiteren Verlauf ebenfalls nur durch den Begriff Längssteifigkeit bezeichnet.

Die allgemeine Definition der betrachteten Längssteifigkeit für statische und dynamische Zustände lautet demnach wie folgt:

Definition der Fahrwerk-Längssteifigkeit:

Die Längssteifigkeit eines Fahrwerks entspricht dem Verhältnis aus Longitudinalkraft zu aufgebrachter Longitudinaleinfederung im Radmittelpunkt oder im radträgerseitigen Radaufstandspunkt unter Sperrung des Vertikalfreiheitsgrades, während die übrigen Freiheitsgrade unbeschränkt bleiben.



Analog der Vertikalbewegung weist das Rad auch in dem Fall eine charakteristische Bewegungsbahn auf. Im Gegensatz zur Vertikalrichtung, in der diese hauptsächlich durch die Achskinematik geprägt ist, sind hierbei ebenso die Steifigkeiten der einzelnen beteiligten Lager von Bedeutung. Demnach federt die Achse longitudinal ein, während sich ebenfalls Koppelbewegungen in den übrigen Raumrichtungen ergeben. Die Berechnung der zugehörigen Steifigkeiten, des Geschwindigkeitsvektors und der Kräfteabstützung aus der Achsmatrix erfolgt analog der Vertikalrichtung unter Berücksichtigung der geänderten Randbedingungen und soll hier nicht weiter ausgeführt werden.

Hinsichtlich der Ausführungen ist zu ergänzen, dass die gezeigten Zusammenhänge auch für dynamische Zustände formuliert werden können. In dem Fall sind neben der statischen Steifigkeitsmatrix ebenfalls die Dämpfungs- und Massenmatrizen gemäß Gleichung 4.12 und Gleichung 4.14 zu berücksichtigen.

KOPPLUNG VON AUFBAUSEITIGEN KRÄFTEN UND MASSENKRÄFTEN DER REIFENGEFEDERTEN MASSE

In einem eindimensionalen System sind bei einer vorgegebenen Weganregung die aufbauseitigen Kräfte aus Gleichung 4.14 unabhängig von den Massenkräften der reifengefederten Masse, da diese radseitig nach Gleichung 4.12 abgestützt werden. Im vorliegenden mehrdimensionalen Fall muss dies jedoch nicht gelten, wie im Weiteren nachgewiesen wird. Wenn beispielsweise von denselben Randbedingungen wie in Gleichung 4.17 ausgegangen wird, sodass nur die Vertikalbewegung z_{RT} der reifengefederten Masse vorgegeben ist und alle übrigen Freiheitsgrade unbeschränkt sind, ergibt sich im dynamischen Fall ein Gleichungssystem nach Gleichung 4.22. Demnach wird nur in Vertikalrichtung eine entsprechende Vertikalkraft F_{z_RT} abgestützt. In den übrigen Raumrichtungen werden keine äußeren Kräfte aufgeprägt, jedoch können in diesen (wie auch im statischen Fall) Bewegungen der reifengefederten Masse auftreten.

$$\begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ F_{z_RT} \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} = \mathbf{C}_F(\bar{x}_{RT}, \dot{\bar{x}}_{RT}) \begin{bmatrix} x_{RT} \\ y_{RT} \\ z_{RT} \\ r_{x_RT} \\ r_{y_RT} \\ r_{z_RT} \end{bmatrix} + \mathbf{K}_F(\bar{x}_{RT}, \dot{\bar{x}}_{RT}) \begin{bmatrix} \dot{x}_{RT} \\ \dot{y}_{RT} \\ \dot{z}_{RT} \\ \dot{r}_{x_RT} \\ \dot{r}_{y_RT} \\ \dot{r}_{z_RT} \end{bmatrix} + \mathbf{M}_{RT} \begin{bmatrix} \ddot{x}_{RT} \\ \ddot{y}_{RT} \\ \ddot{z}_{RT} \\ \ddot{r}_{x_RT} \\ \ddot{r}_{y_RT} \\ \ddot{r}_{z_RT} \end{bmatrix} \quad (4.22)$$

Abgesehen von der Vertikalrichtung treten gemäß Gleichung 4.22 in allen übrigen Freiheitsgraden Kräftegleichgewichte in Analogie zu Gleichung 4.23 auf.

$$0 = e_u^T \mathbf{C}_F(\bar{x}_{RT}, \dot{\bar{x}}_{RT}) \bar{x}_{RT} + e_u^T \mathbf{K}_F(\bar{x}_{RT}, \dot{\bar{x}}_{RT}) \dot{\bar{x}}_{RT} + e_u^T \mathbf{M}_{RT}(\bar{x}_{RT}, \dot{\bar{x}}_{RT}) \ddot{\bar{x}}_{RT} \quad (4.23)$$

e_u steht hierbei für einen Einheitsvektor, welcher in der jeweils zur Raumrichtung u gehörenden Zeile mit einer 1 besetzt ist. Beispielsweise ist der Vektor e_x für die x -Richtung durch Gleichung 4.24 definiert.

$$e_x = \begin{bmatrix} 1 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \quad (4.24)$$



Der Term $e_U^T \mathbf{C}_F(\bar{x}_{RT}, \dot{\bar{x}}_{RT})$ entspricht daher der jeweiligen Zeile der Steifigkeitsmatrix \mathbf{C}_F , welche mit dem Bewegungsvektor \bar{x}_{RT} verrechnet wird. Das gilt analog für die weiteren Terme, welche die Dämpfungs- und Massenmatrix beinhalten.

Demnach ist eine Kopplung zwischen den Massenkräften und der Bewegung der reifengefederten Masse in den Freiheitsgraden ohne äußere Anregung gegeben. Diese Bewegungen können sich wiederum über Kreuzterme in der Steifigkeits- und Dämpfungsmatrix auch in der angeregten Hauptrichtung auswirken, sodass Gleichung 4.14 nicht als unabhängig von der reifengefederten Masse betrachtet werden kann. Da das System in dem Zusammenhang auch durch die Abstimmung von Steifigkeits- und Massenmatrix geprägt ist, liegt ein Schwingungssystem mit charakteristischen Eigenmoden vor. Sofern diese für den betrachteten Betriebsbereich der Achse relevant sind, sind charakteristische Überhöhungen oder quadratische (beschleunigungsabhängige) Anstiege in der Kraftreaktion zu erwarten.

Im Weiteren werden bei der Erläuterung der statischen und dynamischen Gesamtkräfte der Achse vorwiegend die am Aufbau gemessenen summierten Vertikal- und Längskräfte aus Gleichung 4.14 verwendet. Wenn stattdessen die radseitig gemessenen Vertikal- und Längskräfte aus Gleichung 4.12 dargestellt werden, ist das gesondert angegeben. Unter Berücksichtigung der Massenkräfte der ungefederten Massen aus den genannten Gleichungen sind dennoch sowohl die radseitig als auch die summierten am Aufbau gemessenen Kräfte als radbezogen und damit konzeptunabhängig zu betrachten.

4.2.2. STATISCHE ELASTISCHE EIGENSCHAFTEN

Im folgenden Unterabschnitt wird das statische elastische Verhalten des Fahrwerks für die zuvor definierte kinematische Vertikal- und elastokinematische Längsbewegung analysiert. Die Analyse beruht auf Messungen am Achsprüfstand gemäß Unterabschnitt 3.2.3, welche mittels des im selben Unterabschnitt beschriebenen Vorgehens für eine Fahrwerksseite ausgewertet werden. Die Kräfte an den einzelnen Schnittstellen zur Karosserie sind in globalen Koordinaten gemäß des in Kapitel 3 beschriebenen Koordinatensystems orientiert.

STATISCHE VERTIKALSTEIFIGKEIT

Eine nichtlineare Vertikalsteifigkeitskennlinie für die Vorderachse ist in Abbildung 4.5 dargestellt. Diese wird mit "Gesamt" bezeichnet. Zusätzlich wird die Verteilung der Kräfte auf einzelne Transferpfade berücksichtigt. "HiRa vorne" und "HiRa hinten" beschreiben in dem Zusammenhang jeweils die gemäß Abbildung 3.3 (a) an den vorderen und hinteren Hilfsrahmenlagern auftretenden Kräfte an der Vorderachse.

Für die Gesamtkraft wird eine nahezu konstante Steifigkeit im Bereich um die Nulllage ersichtlich. Wie aus der Abbildung hervorgeht, setzt sich diese vorwiegend aus Kräften im Federbein und anteilig aus Kräften in den Gummilagern zusammen, welche an den übrigen Kraftmessdosen abgestützt werden. Radseitig wird dabei die übersetzte Kraft des Federbeins abgestützt und durch die Nebenfederate, welche aus den Gummilagern resultiert, überlagert. Analog setzen sich die Kräfte in den übrigen Messpunkten aus den Differenzkräften aufgrund der Übersetzung sowie den Kräften aus der Gummilagerverformung zusammen.

Bei zunehmendem Einfederweg wird in Abbildung 4.5 eine Progression ersichtlich, welche eine deutlich höhere statische Steifigkeit zwischen Fahrwerk und Aufbau bedingt. Diese tritt ebenfalls vorwiegend im Federbein auf und resultiert aus der Verformung des Druckpuffers, welcher parallel zu Hauptfeder und Dämpfer geschaltet ist. Da die Progression bereits ab einer Vertikaleinfederung von etwa 30 mm beginnt, kann diese auch bei Fahrkomfortmanövern mit höherer Amplitude zum Einsatz kommen. Bei zunehmender Verformung in Zugrichtung ist auch dort ein Zuganschlag zu erwarten, welcher jedoch hinsichtlich des hier betrachteten Fahrkomforts von geringer Bedeutung ist.

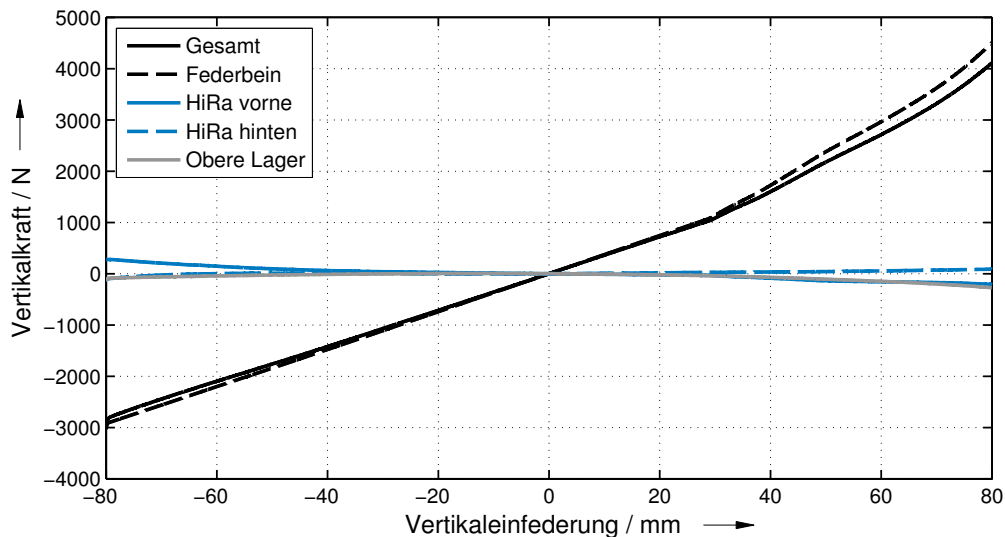


Abbildung 4.5.: Statische Vertikalsteifigkeit an der Vorderachse und Zusammensetzung aus einzelnen Transferpfaden; HiRa: Hilfsrahmen, in Anlehnung an [BAP14], Messung am dynamischen Achsprüfstand

STATISCHE LÄNGSSTEIFIGKEIT

Die statische Längssteifigkeit der Vorderachse sowie deren Zusammensetzung aus einzelnen Transferpfaden wird in Abbildung 4.6 dargestellt.

Die Gesamtlängskraft in der Vorderachse setzt sich aus linearen und progressiven Abschnitten in negativer sowie positiver Einfederrichtung zusammen. Der lineare Bereich erstreckt sich dabei etwa von -3 bis $+1,5$ mm. Die Gesamtkraft wird vorwiegend über das U3-Lager in Lenkerrichtung an der hinteren Kraftmessdose am Hilfsrahmen abgestützt. Infolge der Anschläge im Lager, welche bei höherer Verformung wirksam werden, resultieren ebenfalls die Progressionen größtenteils aus diesem Transferpfad. Die weiteren Kraftanteile basieren relativ gleichmäßig auf der Verformung des U1-Lagers (HiRa vorne), welches ebenfalls am Hilfsrahmen abgestützt wird, sowie auf der Verformung der O1- und O3-Lager (obere Lager), welche direkt mit der Fahrzeugkarosserie verbunden sind. Über das Federbein werden erwartungsgemäß nahezu keine Längskräfte abgestützt.

Bei der Krafteinleitung in Längsrichtung am Fahrwerk wird zwischen Rollen, Antreiben und Bremsen unterschieden. Während beim Rollen und Antreiben analog der vorhergehenden Analyse die Längskraft im Radmittelpunkt aufgebracht wird, tritt diese beim Bremsen im Radaufstandspunkt auf [Mat07]. Es ist naheliegend, dass das Fahrwerk in dem Punkt in Abhängigkeit der Steifigkeitsmatrix \mathbf{C}_F und insbesondere in Abhängigkeit der Spinsteifigkeit⁵² c_{Sp} , eine andere Steifigkeit gegenüber Längsverformung aufweist. Die Systemmatrix des Radmittelpunktes kann mit Hilfe geeigneter Transformationsmatrizen auf den radträgerseitigen Radaufstandspunkt umgerechnet werden, um dort die Längssteifigkeit zu ermitteln. Das Verfahren wird in Abschnitt A.1 des Anhangs erläutert. Wie in Abbildung 4.7 dargestellt, zeigt sich bei der gegebenen Vorderachse, dass die im radträgerseitigen Radaufstandspunkt gemessene lineare Längssteifigkeit (Bremssteifigkeit) etwa 56 % kleiner als die Steifigkeit im Radmittelpunkt ist. Zusätzlich tritt infolge der geänderten Lagerverformung die Progression später auf und ist weniger ausgeprägt.

⁵²Die Spinsteifigkeit entspricht der Rotationssteifigkeit des Fahrwerks um die globale Lateralachse, d.h. um eine Parallele zur Raddrehachse, und hängt maßgeblich mit der Steifigkeit C_{ryry} zusammen.

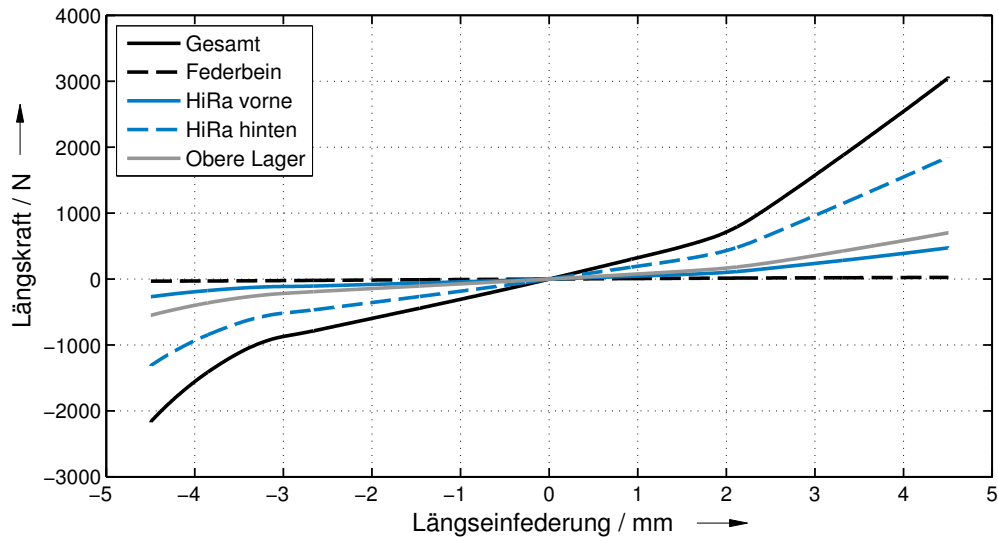


Abbildung 4.6.: Statische Längssteifigkeit an der Vorderachse und Zusammensetzung aus einzelnen Transferpfaden; HiRa: Hilfsrahmen, in Anlehnung an [BAP14], Messung am dynamischen Achsprüfstand

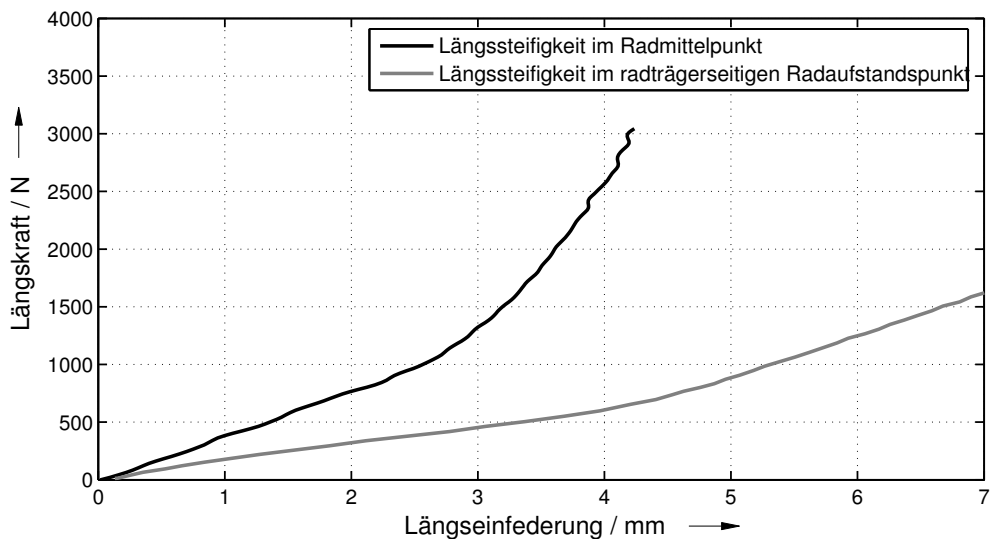


Abbildung 4.7.: Radseitig gemessene statische Längssteifigkeit an der Vorderachse bei Anregung im Radmittelpunkt und im radträgerseitigen Radaufstandspunkt, Messung am K&C-Prüfstand

4.2.3. NICHTLINEARE STATISCHE REIBUNGSEFFEKTE

Nach Analyse des elastischen statischen Verhaltens des Fahrwerks mit starr angebundenem Hilfsrahmens sollen im Weiteren die auftretenden Reibungseffekte noch einmal gesondert betrachtet werden. Die Untersuchung erfolgt an der Vorderachse zunächst ausschließlich für die Vertikalrichtung, während an der Hinterachse in Unterabschnitt 4.3.2 ebenfalls die Längsrichtung betrachtet wird. Die Reproduzierbarkeit der Reibungsmessungen und der Einfluss dynamischer Anregungen auf die Reibungshysterese werden für beide Achsen

nochmal separat in Abschnitt A.2 sowie Abschnitt A.3 erläutert.

Das Kraft-Weg-Diagramm für eine statische Messung in Vertikalrichtung wird in Abbildung 4.8 für eine Wegamplitude von 5 mm dargestellt.

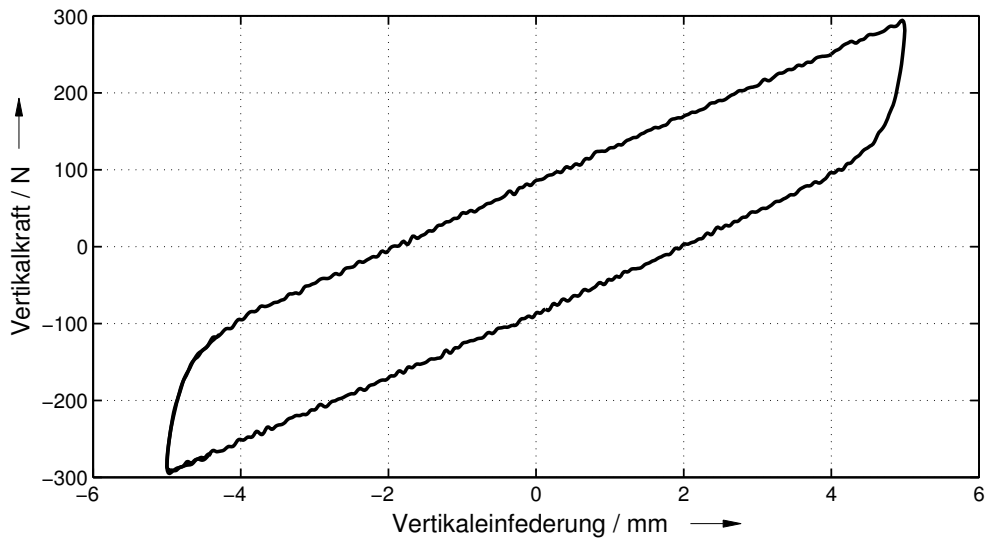


Abbildung 4.8.: Statische Hysterese der Vorderachse in Vertikalrichtung, Messung am dynamischen Achsprüfstand

Wie in der Abbildung zu erkennen ist und auch schon in Unterabschnitt 3.2.3 erläutert wird, tritt infolge der Reibungsmechanismen eine statische Hysterese zwischen der Ein- und Ausfederkennlinie auf. Weiterhin wird ersichtlich, dass nach einem Umkehrpunkt der Bewegung die Reibungskraft in einem Übergangsbereich sich zunächst aufbaut, bevor sie sich einem nahezu konstanten Wert annähert.

Da die Breite der Hysterese amplitudenabhängig ist, werden sowohl deren absoluter Wert als auch deren relativer Anteil an der Gesamtkraft über der Anregungsamplitude in Abbildung 4.9 (a) und (b) dargestellt. Dazu wird das Reibungskraftniveau im Nulldurchgang bestimmt und zu der Hälfte des Peak-to-Peak Werts der Gesamtkraft, der zwischen den Umkehrpunkten der Bewegung definiert ist, ins Verhältnis gesetzt.

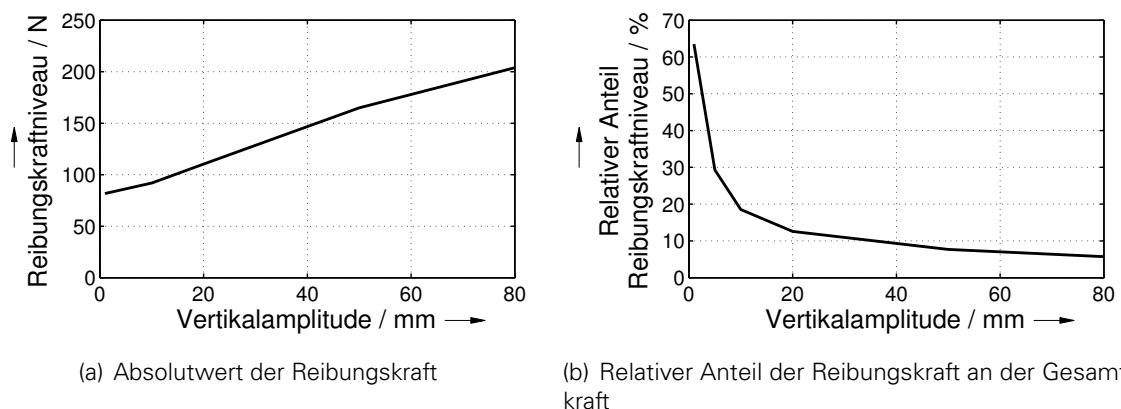


Abbildung 4.9.: Amplitudenabhängigkeit der statischen Hysterese in Vertikalrichtung an der Vorderachse, Messung am dynamischen Achsprüfstand



In Abbildung 4.9 (a) ist erkennbar, dass an der Vorderachse bereits bei sehr niedrigen Amplituden eine hohe Reibungskraft erreicht wird. Mit steigender Anregungsamplitude nimmt die Reibungskraft zu. Da jedoch gleichermaßen die Federkraft über der Amplitude zunimmt, sinkt der relative Anteil gemäß Abbildung 4.9 (b) ab. Es wird daher angenommen, dass die Reibung bei geringeren Amplituden relevanter für die Systemreaktion ist. Gemäß [APKW15] kann dieses Verhältnis durch Analyse des Anstiegs von Reibungs- und Federkraft charakterisiert werden. Die dargestellte Zunahme der Reibungskraft über der Amplitude erfolgt nahezu linear. Die relative Reibungskraft nähert sich wiederum asymptotisch einem Minimum an, welches durch den Anstieg der Reibungskraft und die Gesamtfederrate definiert ist. Hinsichtlich der Ableitung von Subsystemkennwerten auf Komponentenebene ist die Zusammensetzung der Reibung aus einzelnen Elementen von besonderer Bedeutung. Daher wird in Abbildung 4.10 der Anteil verschiedener Transferpfade an der Gesamtreibungskraft dargestellt. Da die Zusammensetzung unter anderem durch Verwendung der verschiedenen Varianten gemäß Unterabschnitt 3.2.3 berechnet wird, beginnt die Darstellung erst bei 10 mm, da ausschließlich für die Serienvariante Messungen bei niedrigeren Amplituden vorliegen.

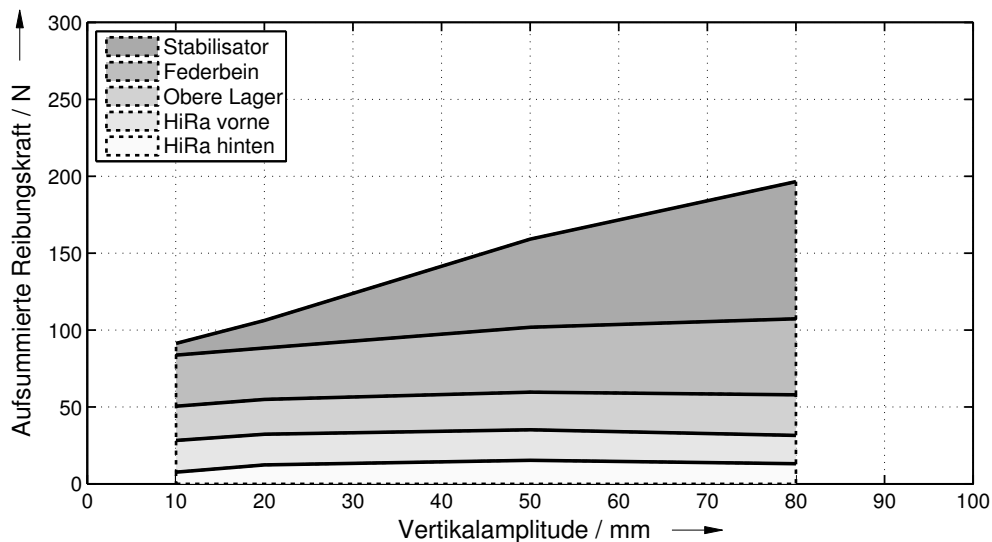


Abbildung 4.10.: Zusammensetzung der Reibungskraft in Vertikalrichtung für die Vorderachse, in Anlehnung an [APKW15]

Wie in der Abbildung erkennbar ist, entstehen in den Transferpfaden der oberen und unteren Lenker (Obere Lager und HiRa) sowie des Federbeins relativ konstante Beiträge zur Gesamtreibung über der Amplitude. Zwar ist der Anteil des Federbeins am größten, jedoch ist dieser nicht ausschließlich für die Gesamtreibung in der Achse verantwortlich. Die Reibung bei niedrigen Amplituden ist vielmehr auf eine kumulative Wirkung von Gummilagern und den Dämpfer zurückzuführen. Weiterhin zeigt sich, dass der amplitudenabhängige Anteil der Reibungskraft zu großen Teilen durch den Stabilisator bzw. die Stabilisatorlager verursacht wird. Die dabei auftretende Kraftdifferenz ist nahezu identisch zu der radbezogenen statischen Hysterese des Stabilisatorlagers. [APKW15]



4.2.4. DYNAMISCHE EIGENSCHAFTEN

Unter Kenntnis des statischen elastischen Verhaltens sowie der Wirkung der nichtlinearen Reibungseffekte werden im Folgenden die dynamischen Eigenschaften des Fahrwerks für die zuvor definierte kinematische Vertikaleinfederung und elastokinematische Längseinfederung betrachtet.

DYNAMISCHE VERTIKALSTEIFIGKEIT

Um die Vertikaldynamik des Aufbaus im Frequenzbereich beschreiben zu können, ist neben der statischen Vertikalsteifigkeit ebenfalls die dynamische Systemantwort von Bedeutung. Es kann zunächst davon ausgegangen werden, dass insbesondere der Dämpfer die Vertikaldämpfung der Achse und damit den Term K_{zz} der zugehörigen Dämpfungsmatrix \mathbf{K}_F beeinflusst. Offen ist, inwiefern sich die Dämpfungseigenschaften der Gummilager sowie die Kopplung durch Nebenterme innerhalb Gleichung 4.12 und Gleichung 4.14 auf die Gesamtkraft auswirken.

Der Einfluss der Nebendämpfungsrate⁵³ lässt sich für eine Parallelschaltung von Lagerdämpfungen zunächst analytisch abschätzen. Durch Berücksichtigung der Übersetzung a_{ij} , welche sich zwischen der Vertikalkoordinate des Rades und der Lagerkoordinate j eines Gummilagers i ergibt, sowie der parametrisierten Dämpfungskonstante k_{ij} des zugehörigen Lagermodells kann gemäß Gleichung 4.25 in Analogie zu einer Feder- oder Dämpferübersetzung der Anteil der Raumrichtung j der Komponente i an der radbezogenen Nebendämpfungsrate k_{ND_ij} berechnet werden. Da jeweils Geschwindigkeit und Kraft übersetzt werden, geht a_{ij} quadratisch in die Formel ein.

$$k_{ND_ij} = k_{ij} a_{ij}^2 \quad (4.25)$$

Zur Berechnung des Anteils des Lagers i an der radbezogenen Nebendämpfungsrate k_{ND_i} muss die Summe über alle sechs Raumrichtungen gebildet werden. Zur Bestimmung der radbezogenen Nebendämpfungsrate k_{ND} muss anschließend weiterhin die Summe über alle Komponenten N gebildet werden. Die Zusammenhänge werden ausgehend von der Zielgröße k_{ND} noch einmal in Gleichung 4.26 und Gleichung 4.27 zusammengefasst.

$$k_{ND} = \sum_{i=1}^N k_{ND_i} \quad (4.26)$$

$$k_{ND} = \sum_{i=1}^N \sum_{j=1}^6 k_{ij} a_{ij}^2 \quad (4.27)$$

Bei Berechnung der Nebendämpfungsrate im linearen Bereich ergibt sich für die Vorderachse ein Anteil von etwa 2 % im Verhältnis zu einer auf 0,15 m/s linearisierten Dämpfungskonstante des Fahrwerkämpfers. Es wird daher angenommen, dass die Nebendämpfungsrate unter den gegebenen Randbedingungen vernachlässigbar ist.

Um weiterhin das dynamische Verhalten des Fahrwerks in Vertikalrichtung unter Berücksichtigung aller Effekte zu analysieren, wird die Achse am dynamischen Achsprüfstand im Radmittelpunkt vertikal angeregt und die resultierenden karosserieeitigen Vertikalkräfte gemessen. In Analogie zu Abbildung 4.5 werden die Gesamtkraft sowie die individuellen Kräfte in den einzelnen Transferpfaden betrachtet. In Abbildung 4.11 (a) und (b) werden

⁵³Die Nebendämpfungsrate bezeichnet im weiteren Verlauf die radbezogene Dämpfung der Gummilager in Analogie zur Nebenfederrate, welche die radbezogene Steifigkeit der Gummilager bezeichnet [APK18].



die Real- und Imaginärteile der Übertragungsfunktionen zwischen Vertikalkraft und Vertikalweg⁵⁴ am Rad bis 20 Hz dargestellt. Dabei ist jeweils bei etwa 7 Hz ein "Knick" in den Kurvenverläufen erkennbar, welcher aus einer Eigenmode des Prüfstandaufbaus auf seinem Schwingfundament resultiert. Die Auswirkungen der Eigenmode in den Kenngrößen treten je nach Prüfbedingungen und Auswerteparametern stärker oder schwächer in Erscheinung, beeinflussen die folgenden qualitativen Aussagen über das Systemverhalten jedoch nicht.

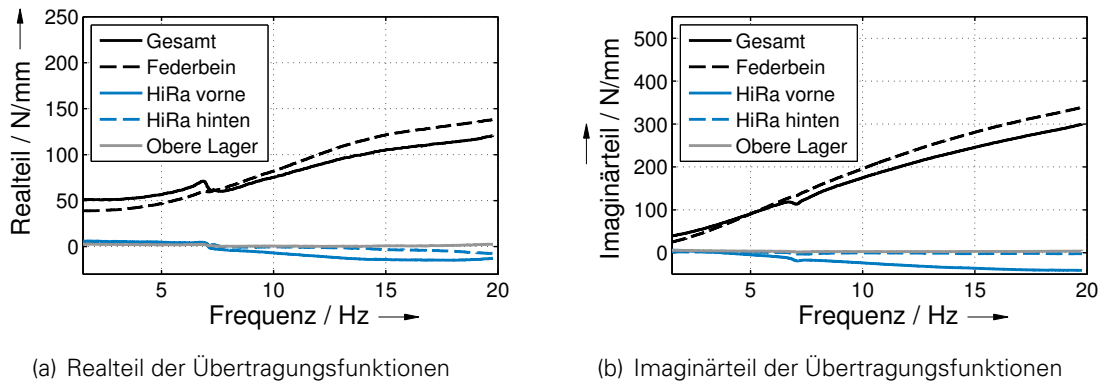


Abbildung 4.11.: Übertragungsfunktion der dynamischen Vertikalsteifigkeit der Vorderachse und Zusammensetzung aus einzelnen Transferpfaden bei einer Anregungsamplitude von 3 mm, Messung am dynamischen Achsprüfstand

Wie aus der Darstellung erkennbar wird, nehmen sowohl Real- als auch Imaginärsteifigkeit ausgehend von einem konstanten Wert bei 0 Hz über der Frequenz kontinuierlich zu. Bis 20 Hz erhöht sich der Realteil auf mehr als das Doppelte. Tendenziell deutet sich bei höheren Frequenzen eine Sättigung im Anstieg an. Für die oberen Lager ist dieser Trend nicht erkennbar, während der Realteil bei den vorderen Hilfsrahmenlagern teilweise sogar negativ wird. Der Imaginärteil nimmt zunächst näherungsweise linear zu. Bei höheren Frequenzen deutet sich jedoch ebenfalls eine Sättigung an. An den oberen Lagern und der hinteren Kraftmessdose am Hilfsrahmen zeigen sich nahezu keine Anstiege. Der Imaginärteil an den vorderen Hilfsrahmenlagern wird über der Frequenz ebenfalls tendenziell negativ.

Auffällig ist zunächst das höhere Niveau der Realsteifigkeit für $f \rightarrow 0$ gegenüber der bestimmten statischen Steifigkeit gemäß Abbildung 4.5. Dies kann auf einen zusätzlichen Anteil durch Reibung zurückgeführt werden, welcher bei der statischen Charakterisierung eliminiert wird (vgl. Unterabschnitt 3.2.3), jedoch bei der Auswertung der Übertragungsfunktionen im Frequenzbereich zum Tragen kommt. Ausgehend davon ist bei einem idealen Feder-Dämpfer-System (Kelvin-Voigt-Ansatz, vgl. Unterabschnitt 2.3.2) zu erwarten, dass der Realteil der Übertragungsfunktion über der Frequenz konstant bleibt. Als Ursache für den hier dargestellten Anstieg lässt sich die Wirkung der Reihenschaltung des Dämpfers mit den weiteren Nachgiebigkeiten identifizieren. Für Letzteres ist besonders das Dämpferlager bedeutend. Die Reihenschaltung lässt sich über ein Maxwell-Modell gemäß Unterabschnitt 2.3.2 charakterisieren. Die zugehörigen Real- und Imaginärsteifigkeiten der Übertragungsfunktion für ein Maxwell-Element H_{Max} sind in Gleichung 4.28 und Gleichung 4.29 gegeben [Str11]. k steht hierbei für die Dämpfungskonstante, c_{DO} für die in Reihe geschalteten Nachgiebigkeiten und ω für die angeregte Eigenkreisfrequenz.

⁵⁴Die Übertragungsfunktion zwischen Kraft und Anregungsweg wird im Weiteren als dynamische Steifigkeit bezeichnet. Die Real- und Imaginärteile der Übertragungsfunktion werden gleichermaßen auch als Real- und Imaginärsteifigkeiten bezeichnet.



$$\operatorname{Re}(\underline{H}_{\text{Max}}) = \frac{k^2 c_{\text{DO}}}{k^2 + \frac{c_{\text{DO}}^2}{\omega^2}} \quad (4.28)$$

$$\operatorname{Im}(\underline{H}_{\text{Max}}) = \frac{k c_{\text{DO}}^2}{\omega^2 k^2 + c_{\text{DO}}^2} \omega \quad (4.29)$$

Wie aus Gleichung 4.28 hervorgeht, ist mit steigender Frequenz eine Zunahme des Realteils verbunden. Aus einem praktischen Gesichtspunkt kann dies damit begründet werden, dass dabei die dynamische Steifigkeit des Dämpfers zunimmt, weshalb das Domlager stärker einfedert. Infolgedessen sorgt der elastische Steifigkeitsanteil des Lagers für einen Anstieg des Realteils. Unter der Annahme, dass ausschließlich der Dämpfer die vertikalen Dämpfungskräfte erzeugt, nähert sich für $f \rightarrow \infty$ der Realteil des Systems asymptotisch der kombinierten elastischen Steifigkeit von Domlager und Vertikalsteifigkeit der Achse an, da in der Reihenschaltung von Feder und Dämpfer ausschließlich noch das Domlager federt⁵⁵. Durch die Übersetzung zwischen den Vektoren von Rad- und Dämpfergeschwindigkeit, stützen sich die Reaktionskräfte zur Einhaltung des Momentengleichgewichts in umgekehrter Richtung ebenfalls am U1-Lager (vgl. Abbildung 3.3) respektive dem Hilfsrahmen ab. Deshalb ist in den hilfsumrahmenseitigen Kraftmessdosen ein Abfall des Realteils erkennbar. Das gilt insbesondere für die zugehörige vordere Kraftmessdose.

Gemäß Gleichung 4.12 sowie Gleichung 4.23 können auch Massen- bzw. Trägheitskräfte über Kreuzterme der Steifigkeitsmatrix für einen frequenzabhängigen Anstieg im Realteil verantwortlich gemacht werden. Demnach sorgen die Abstützwinkel zwischen der Vertikalrichtung und den dazu orthogonalen Richtungen für eine Veränderung der Vertikalkraft. Da sich die Massenkräfte in den übrigen Raumrichtungen hingegen auch maßgeblich in den vom Federbein unabhängigen Transferpfaden abstützen, sind in dem Fall auch dort Kraftreaktionen zu erwarten. Die Zunahme des Realteils ist jedoch vorwiegend in den Federbeinkräften zu sehen, sodass davon ausgegangen werden kann, dass der oben beschriebene Einfluss der Nachgiebigkeiten im Dämpferpfad überwiegt. Das Gleiche kann für die vorhandenen Reibungseffekte geschlussfolgert werden. Zwar ist eine Veränderung der Reibungshysterese über der Frequenz denkbar, jedoch ist diese auch in allen Transferpfaden zu erwarten.

Unabhängig davon erzeugen die Reibungseffekte bereits im statischen Zustand eine Hysterese (vgl. Unterabschnitt 4.2.3), sodass der bei 0 Hz in der Imaginärsteifigkeit auftretende Absolutwert darauf zurückzuführen ist. In dem Zusammenhang tritt unter statischen Bedingungen ebenfalls bereits ein Phasenwinkel auf [SDR11]. Der Effekt ist, wie bereits erläutert, auch im Realteil erkennbar, jedoch wird dieser durch elastische Steifigkeiten überlagert. Da der relative Reibungsanteil gemäß Abbildung 4.9 (b) amplitudenabhängig ist, zeigt die dynamische Übertragungsfunktion ebenfalls eine ausgeprägte Amplitudenabhängigkeit, welche in Unterabschnitt 5.3.5 noch einmal betrachtet wird. Der dargestellte darauffolgende Anstieg des Imaginärteils über der Frequenz ist vorwiegend auf das viskose Dämpfungsverhalten des Fahrwerksdämpfers zurückzuführen. Bei einem idealen Feder-Dämpfer-System ist zu erwarten, dass der Anstieg linear über der Frequenz erfolgt. Die hier andeutungsweise erkennbare Sättigung bei höheren Frequenzen lässt sich gemäß Gleichung 4.29 erneut auf die zum Dämpfer in Reihe geschalteten Nachgiebigkeiten zurückführen. Während der Realteil infolge der höheren Verformung des Dämpferlagers über der Frequenz zunimmt, nimmt gleichermaßen die Dämpfungswirkung ab. Für $f \rightarrow \infty$ nähert sich gemäß Gleichung 4.29 der Imaginärteil an null an. Auch hier führt die Übersetzung zwischen den Geschwindigkeitsvektoren von Dämpfer und Rad zu einem Abfall des Imaginärteils an den hilfsumrahmenseitigen

⁵⁵Die Aussage gilt unter der Annahme, dass das Domlager ausschließlich über eine elastische Steifigkeit definiert ist. Im vorliegenden Fall hat sich gezeigt, dass der Einfluss der Domlagerdämpfung verhältnismäßig gering ist.

Kraftmessdosen. Da abgesehen davon keine signifikanten Anstiege in den vom Federbein unabhängigen Kraftpfaden erkennbar werden, wird die Nebendämpfungsrate, wie bereits oben abgeschätzt, als vernachlässigbar erachtet.

Analog dem Realteil können die Massen- und Trägheitskräfte nach Gleichung 4.12 sowie Gleichung 4.23 auch über die Dämpfungsmatrix eine Auswirkung in der Vertikalrichtung aufweisen. Die damit verbundenen Effekte sowie die einer möglichen dynamischen Reibungshysterese werden analog zum Realteil eingeschätzt und daher als untergeordnet angenommen.

Hinsichtlich der Analyse der dynamischen Vertikaleigenschaften des Fahrwerks lässt sich zusammenfassen, dass diese vorwiegend durch eine Kombination aus elastischer statischer Steifigkeit, Reibungseffekten, Dämpfung und der Domlagersteifigkeit geprägt sind.

DYNAMISCHE LÄNGSSTEIFIGKEIT

Analog der dynamischen Vertikalsteifigkeit wird das dynamische Verhalten des Fahrwerks in Längsrichtung analysiert. Dabei ist zu erwarten, dass ein Großteil der auftretenden Dämpfungskräfte aus Gummilagern resultieren, während der Fahrwerkdämpfer eine untergeordnete Rolle spielt.

Die Übertragungsfunktion zwischen Längskraft an der Karosserie und Längsbewegung im Radmittelpunkt der Vorderachse ist in Abbildung 4.12 dargestellt. Weiterhin wird dabei erneut zwischen unterschiedlichen Transferpfaden unterschieden.

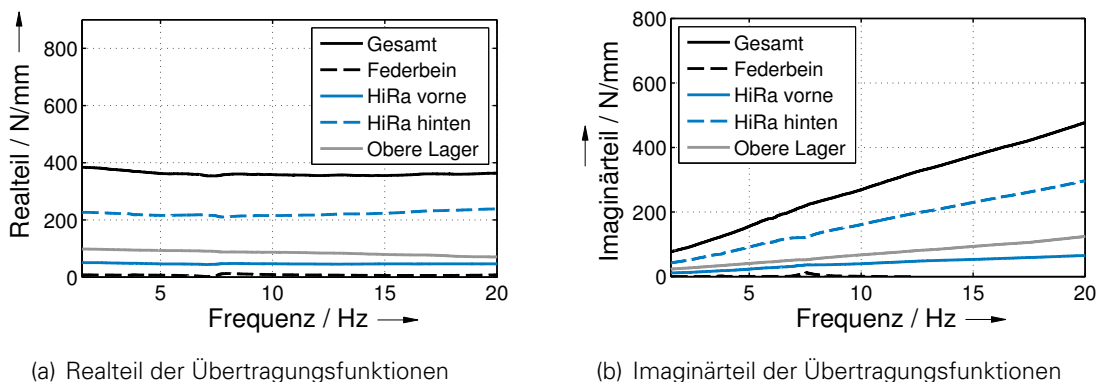


Abbildung 4.12.: Übertragungsfunktion der dynamischen Längssteifigkeit der Vorderachse und Zusammensetzung aus einzelnen Transferpfaden bei einer Anregungsamplitude von 1 mm, Messung am dynamischen Achsprüfstand

Es ist erkennbar, dass der Realteil in allen beteiligten Transferpfaden nahezu konstant ist. Lediglich in den oberen Lagern ist ein geringfügiger Abfall erkennbar, welcher ebenfalls die Gesamtkraft beeinflusst. Ausgehend von einem konstanten Wert bei 0 Hz steigt der Imaginärteil über der Frequenz kontinuierlich mit nahezu linearer Tendenz an. Die Reihenfolge der zugehörigen radbezogenen Dämpfungskonstanten entspricht der Reihenfolge der Beträge der Realsteifigkeiten, sodass geschlussfolgert wird, dass die steiferen Lager ebenfalls eine höhere Dämpfungswirkung haben.

Im Gegensatz zur Vertikalrichtung ist das hier dargestellte frequenzabhängige Verhalten des Realteils vergleichbar mit dem eines Kelvin-Voigt-Modells, vgl. Unterabschnitt 2.3.2. Mit steigender Frequenz bleibt die Realsteifigkeit näherungsweise konstant. Das hängt damit zusammen, dass die Nachgiebigkeiten, welche mit den Lagerdämpfungen in Reihe geschaltet sind, zu hoch sind, um in dem vorliegenden Betriebsbereich Auswirkungen zu haben. Im Gegensatz zur Vertikalrichtung liegt damit kein Maxwell-Element vor.



Der Absolutwert des Imaginärteils bei 0 Hz ist analog der Vertikalrichtung auf Reibungseffekte zurückzuführen. Demnach weist die Längsrichtung ebenfalls eine ausgeprägte Amplitudenabhängigkeit auf, vgl. Unterabschnitt 5.3.5. Der darauffolgende nahezu lineare Anstieg hängt mit der Dämpfungswirkung der einzelnen Elastomerlager zusammen. Diese generieren Dämpfungskräfte, welche in Abhängigkeit ihrer Steifigkeit im Verhältnis stehen. Zwar weist das U3-Lager, welches unterhalb der hinteren Hilfsrahmenkraftmessdose platziert ist, einen hydraulischen Pfad auf, jedoch tritt dieser bei der vergleichsweise hohen Amplitude von 1 mm nicht so deutlich in Erscheinung. Effekte aus einer dynamischen Kopplung der Massen- und Dämpfungsmatrix werden aufgrund des identifizierten Verhaltens als vernachlässigbar angenommen.

Hinsichtlich des dynamischen Übertragungsverhaltens in Längsrichtung lässt sich zusammenfassen, dass dieses vorwiegend durch eine Kombination aus elastischer statischer Steifigkeit, Reibungseffekten sowie viskoser Dämpfungswirkung geprägt ist. Bei niedrigeren Anregungsamplituden können ebenfalls die hydraulischen Eigenschaften der verbauten Lager stärker in Erscheinung treten.

4.3. FAHRWERK MIT ELASTISCH GELAGERTEM HILFSRAHMEN UND DIFFERENZIAL

Bei Verwendung eines elastisch gelagerten Hilfsrahmens muss in der Wirkkette zwischen Radträger und Aufbau ein weiteres Subsystem berücksichtigt werden. Die Untersuchungen in diesem Abschnitt beziehen sich in dem Zusammenhang auf die Hinterachse des Referenzfahrzeugs, vgl. Unterabschnitt 3.2.1. Die Anbindung des Hilfsrahmens an den Aufbau erfolgt in dem Fall über eine Vier-Punkt-Lagerung, wobei jeweils zwei Lager vorne und hinten angebracht sind. Die hinteren Lager weisen Hydraulikpfade in Längsrichtung auf. Da sowohl die Anordnung als auch die Steifigkeiten von linkem und rechtem Lager identisch sind, handelt es sich um eine symmetrische Anbindung. Das Differenzial ist wiederum über eine Drei-Punkt-Lagerung auf dem Hilfsrahmen befestigt. Zwar sind Positionierung und Lagerung des Differenzials leicht asymmetrisch zur globalen x-z-Ebene, jedoch sind die Abweichungen relativ gering. In dem Fall kommen ausschließlich konventionelle Elastomerlager zum Einsatz.

4.3.1. STATISCHE ELASTISCHE EIGENSCHAFTEN

Zunächst wird geprüft, inwiefern die Integration eines elastisch gelagerten Hilfsrahmens im Kraftpfad zwischen Achse und Fahrzeugaufbau die Schrägfederung beim vorliegenden Referenzfahrzeug beeinflusst. Es ist dabei zwischen Unterschieden im linearen Schrägfederungswinkel in der Ausgangslage und in dessen Änderungsrate bei Aufbringen einer Längskraft bzw. elastokinematischen Längsverformung zu unterscheiden. Letzteres kann insbesondere durch Veränderungen in der Radstellung bei Verformung der Lager resultieren, welche eine nichtlineare Abhängigkeit der kinematischen Kenngrößen von der Längseinfederung zur Folge hat. Der an der Hinterachse des Referenzfahrzeugs resultierende Unterschied wird simulativ abgeschätzt und in Abbildung 4.13 dargestellt.

Aus der Abbildung ist erkennbar, dass sich der lineare Schrägfederungswinkel sowie dessen Abhängigkeit von der Längskraft durch Berücksichtigung eines elastisch gelagerten Hilfsrahmens bei der vorliegenden Achse nur geringfügig ändern. In Näherung kann in dem Fall daher von einem konstanten Schrägfederungswinkel ausgegangen werden. Je nach Konfiguration der Hilfsrahmenlager muss dies jedoch nicht zwangsweise für alle Achskonzepte gelten. Beim Vorliegen anderer Steifigkeiten, Positionen oder Verdrehungen der Lager kann daher sowohl der Schrägfederungswinkel in der Ausgangslage als auch dessen Änderung über der Längseinfederung beeinflusst werden. Dies muss bei der Charakterisierung und Modellierung der Achse entsprechend berücksichtigt werden.

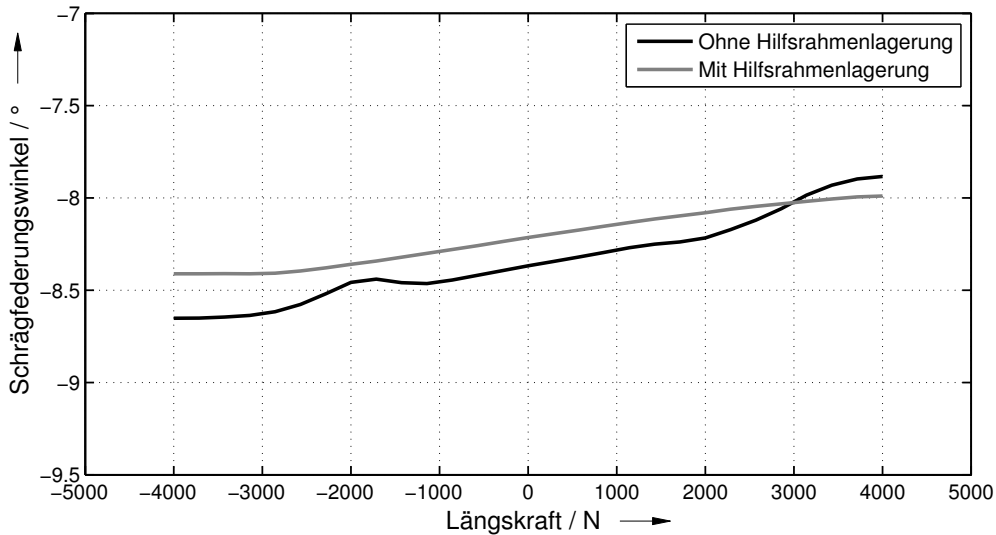


Abbildung 4.13.: Vergleich des Schrägfederungswinkels mit und ohne Berücksichtigung eines elastisch gelagerten Hilfsrahmens an der Hinterachse, Simulation

STATISCHE VERTIKALSTEIFIGKEIT

Die statische Vertikalsteifigkeit der Hinterachse des Referenzfahrzeugs wird in Abbildung 4.14 dargestellt.

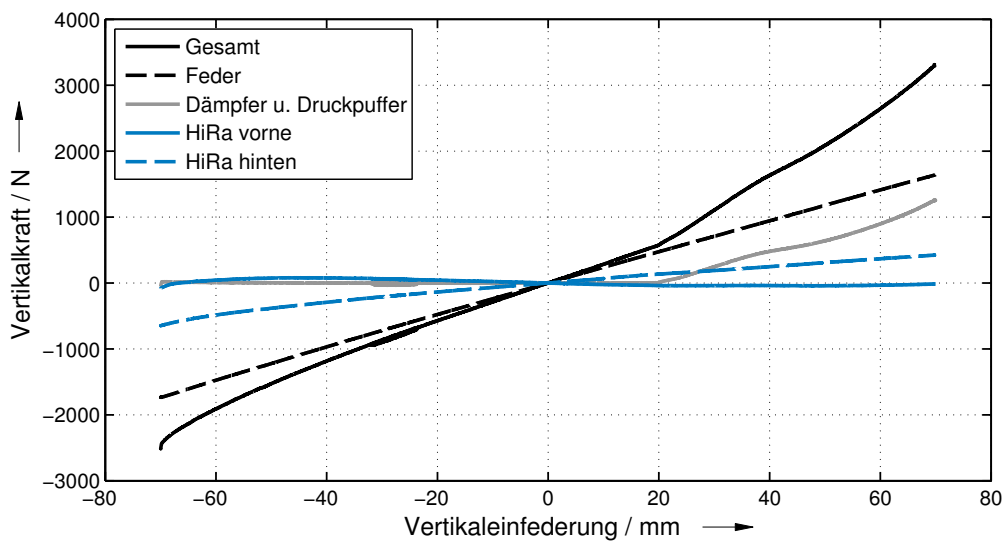


Abbildung 4.14.: Statische Vertikalsteifigkeit an der Hinterachse und Zusammensetzung aus einzelnen Transferpfaden; HiRa: Hilfsrahmen, Messung am dynamischen Achsprüfstand

Der Verlauf der Gesamtkraft in Vertikalrichtung ist grundsätzlich vergleichbar mit dem der Vorderachse. Im linearen Bereich wird der größte Anteil durch die Feder erzeugt, während aufgrund der geringen Geschwindigkeit nahezu keine viskosen Dämpferkräfte auftreten. Die Ausschubkräfte im Dämpfer sind gegenüber den übrigen Kräften vernachlässigbar. Es ist

anzunehmen, dass auch an der Vorderachse vorwiegend die Hauptfeder für die im Federbein auftretende statische Federrate verantwortlich ist. Weitere Vertikalkräfte werden nahezu ausschließlich über die hinteren Lager am Hilfsrahmen abgestützt. Bei höheren Einfederungszuständen treten erneut Progressionen in der Kennlinie auf. In negativer Richtung sind diese weniger ausgeprägt und resultieren vorwiegend aus der Verformung der Gummilager zwischen Radträger und Hilfsrahmen. In positiver Richtung hingegen wird erneut der Druckpuffer verformt, welcher eine zusätzliche Kraft in der Messdose über dem Dämpfer erzeugt. Diese wird aufgrund der Dämpferübersetzung nur geringfügig auf den Hilfsrahmen übertragen.

STATISCHE LÄNGSSTEIFIGKEIT

Weiterhin wird ebenfalls die statische Längssteifigkeit an der Hinterachse des Referenzfahrzeugs betrachtet, vgl. Abbildung 4.15.

In dem Fall ist weitestgehend ein linearer Anstieg in der resultierenden Longitudinalkraft erkennbar. Lediglich in negativer Einfedererrichtung tritt eine leichte Progression auf. Da, wie bereits erwähnt, alle Elastomerlager mit dem Hilfsrahmen und lediglich Feder und Dämpfer mit der Karosserie verbunden sind, werden die Längskräfte nahezu ausschließlich über die Hilfsrahmenlagerungen abgestützt. Feder und Dämpfer zeigen in dem Zusammenhang nur vernachlässigbar geringe Kräfte. Die in negativer Richtung auftretende Progression resultiert vorwiegend aus den Lagern, welche sich maßgeblich an der vorderen Hilfsrahmenlagerung abstützen. Die Zusammensetzung der Längskraft aus einzelnen Elastomerlagern ist infolge der Kombinationen von Lagern am Radträger und Hilfsrahmen deutlich komplexer als an der Vorderachse.

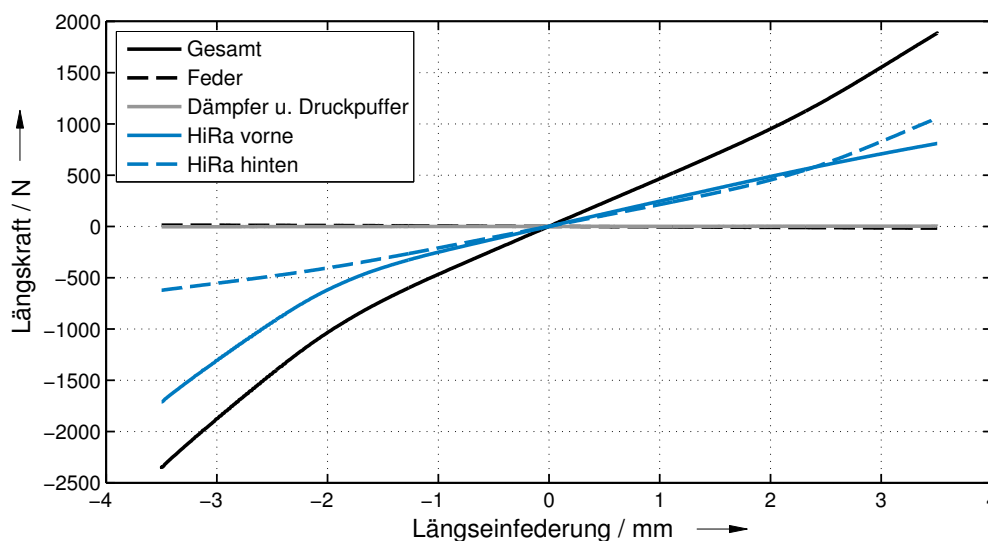


Abbildung 4.15.: Statische Längssteifigkeit an der Hinterachse und Zusammensetzung aus einzelnen Transferpfaden; HiRa: Hilfsrahmen, Messung am dynamischen Achsprüfstand



Zusätzlich konnte an der Vorderachse für eine wechselseitige Längsanregung keine Änderung in der radbezogenen Längssteifigkeit nachgewiesen werden, vgl. auch [BAP14]. An der Hinterachse des Referenzfahrzeugs wird die Kraftwirkung der Längseinfederung jedoch durch den Hilfsrahmen zwischen den Rädern gekoppelt. Ein Vergleich der zugehörigen radseitigen Kräfte bei gleichseitiger und wechselseitiger Längseinfederung wird in Abbildung 4.16 dargestellt.

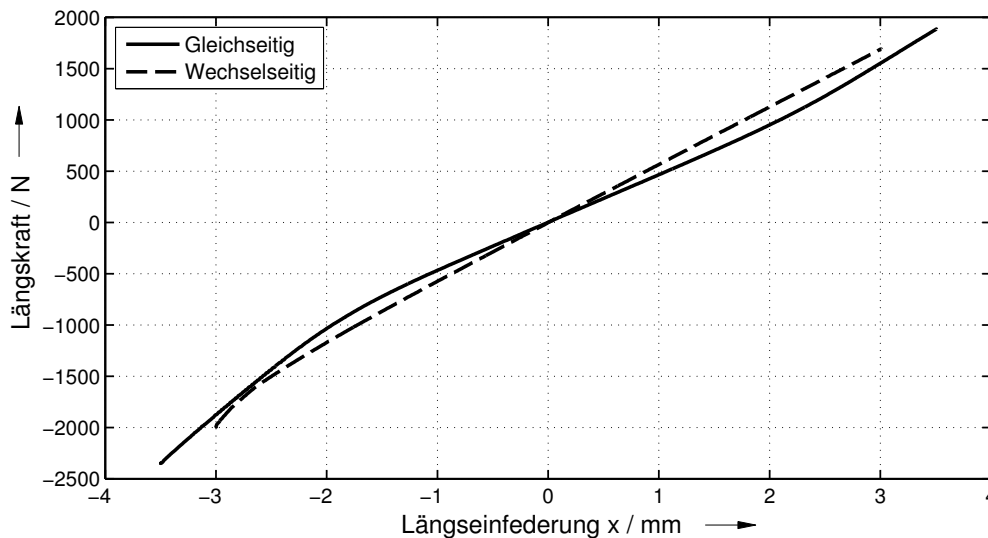


Abbildung 4.16.: Radseitig gemessene statische Längssteifigkeit an der Hinterachse bei gleichseitiger und wechselseitiger Einfederung, Messung am dynamischen Achsprüfstand

Infolge der zusätzlichen Kopplung von linkem und rechtem Rad werden bei asymmetrischer Einfederung weitere Kräfte erzeugt, sodass die wechselseitige Steifigkeit höher als die gleichseitige Federrate ist. Im vorliegenden Fall erhöht sich die auf den Radmittelpunkt bezogene Steifigkeit um etwa 18 %. Weiterhin treten die Progressionen bei höheren Einfederzuständen auf, da die zusätzliche Steifigkeit nahezu ausschließlich aus der Giersteifigkeit der Hilfsrahmenlagerung resultiert, sodass bei derselben radbezogenen Kraft mehr Verformung in den Achslagern als den Hilfsrahmenlagern auftritt. Die Hilfsrahmenlager weisen bei der in dem Fall vorliegenden geringeren Einfederung jedoch noch keine Progressionen auf. Für die korrekte Reproduktion der Auswirkungen des Hilfsrahmensubsystems auf die im Fahrwerk auftretenden Betriebszustände ist die Kenntnis der Bewegung des Hilfsrahmens von besonderer Bedeutung. Daher wird die zugehörige Schwerpunktsbewegung für das gleich- und wechselseitige Einfedern in Längsrichtung noch einmal in Abbildung 4.17 dargestellt. Da an den vorhandenen realen Prüfständen derzeit keine Messeinrichtung für die Hilfsrahmenbewegung vorliegt, werden die Zusammenhänge simulativ untersucht.

Bei gleichseitiger Anregung führt der Hilfsrahmen neben der Längsbewegung zusätzlich eine Vertikal- und Nickbewegung aus. Wie aus der Abbildung ersichtlich wird, kippt der Hilfsrahmen bei positivem Radlängsweg (in Richtung Fahrzeugheck) nach vorne, sodass der Schwerpunkt nach unten abgesenkt wird. Demnach treten Längs-, Nick- und Hubbewegung des Hilfsrahmens bei Längsanregung am Rad bereits unter statischen Bedingungen gekoppelt auf.

Bei wechselseitiger Anregung führt der Hilfsrahmen wiederum eine gekoppelte Quer-, Wank- und Gierbewegung aus. Die Bewegungen in den übrigen Richtungen sind vernachlässigbar. Bei positivem Längsweg am linken Hinterrad und betraglich gleichem negativen Längsweg

am rechten Hinterrad wird der Hilfsrahmen in positiver Richtung um die z-Achse verdreht. Weiterhin ergibt sich daraus infolge des Schrägfederungswinkels eine negative Vertikalkraft am linken und eine betraglich gleiche positive Vertikalkraft am rechten Rad. Daher wird eine positive Drehung des Hilfsrahmens um die x-Achse erzeugt. Obwohl die dabei auftretenden Vertikalkräfte deutlich geringer als die Längskräfte sind, ergibt sich aufgrund der geringen Wanksteifigkeit der Hilfsrahmenlagerung ein geringfügig größerer Wankwinkel gegenüber dem Gierwinkel.

Für das statische Verhalten ist die Bewegung des Differenzials zunächst irrelevant, da dieses zwar elastisch vom Hilfsrahmen entkoppelt ist, aber keine weiteren Kräfte am Differenzialkörper angreifen. Demnach bewegt sich dieser identisch zum Hilfsrahmen.

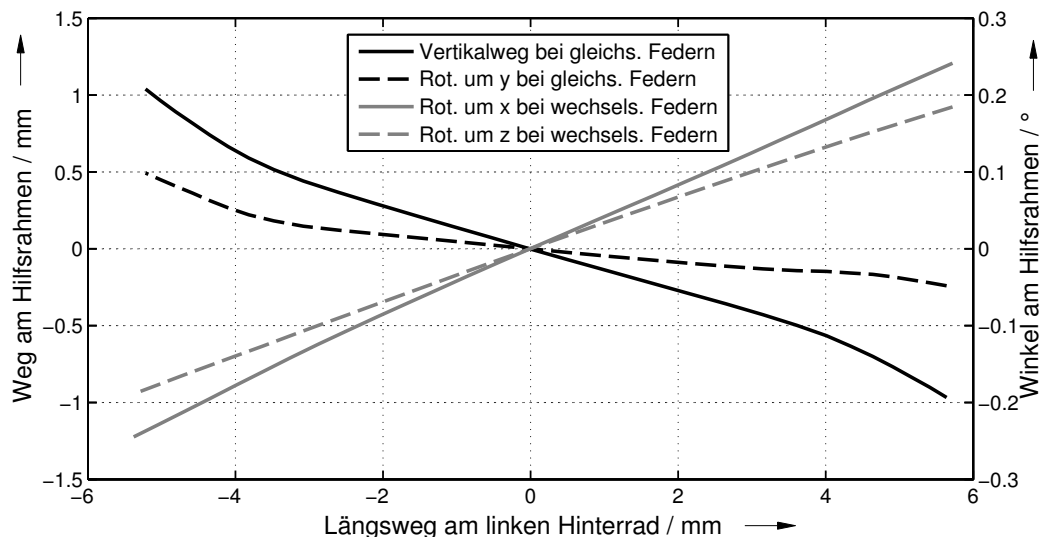


Abbildung 4.17.: Bewegung des Hilfsrahmenschwerpunkts bei gleichseitiger und wechselseitiger Anregung; Rot.: Rotation; gleichs.: gleichseitig; wechsels.: wechselseitig, Simulation

4.3.2. NICHTLINEARE STATISCHE REIBUNGSEFFEKTE

Bezüglich der nichtlinearen Reibungseffekte wird an der Hinterachse des Referenzfahrzeugs noch einmal zwischen Fahrwerksreibung in Vertikal- und Längsrichtung unterschieden.

FAHRWERKSREIBUNG IN VERTIKALRICHTUNG

In Analogie zur Vorderachse wird in Abbildung 4.18 die Kraft-Weg-Hysterese für die Hinterachse dargestellt. Zum Vergleich wird ebenfalls noch einmal die an der Vorderachse auftretende Hysterese mit herangezogen.

Erkennbar ist, dass an der Hinterachse sowohl die statische Steifigkeit als auch die Hysteresebreite geringer als an der Vorderachse sind. Auch an der Hinterachse wird ein Übergangsbereich offensichtlich, jedoch scheint dieser in zwei Phasen eingeteilt zu sein. Der Initialanstieg nach dem Umkehrpunkt ist gegenüber der Vorderachse zunächst höher, jedoch fällt dieser anschließend ab, bis sich die Reibungskraft ebenfalls einem konstanten Wert annähert. Die ungefähre Lage der Schnittstelle zwischen den zwei Phasen ist in der Abbildung mit einem Kreuz markiert.

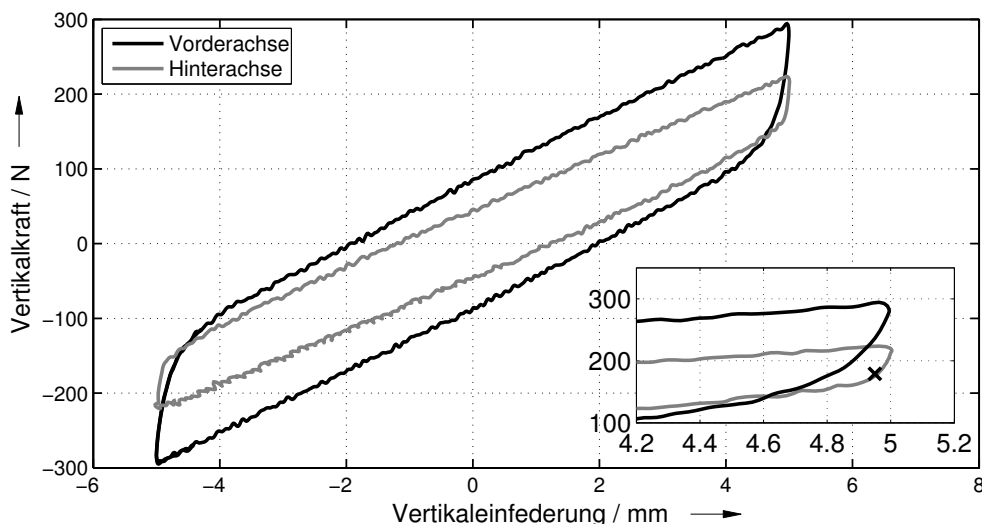


Abbildung 4.18.: Statische Kraft-Weg-Hysterese von Vorder- und Hinterachse in Vertikalrichtung, Messung am dynamischen Achsprüfstand

Weiterhin werden in Abbildung 4.19 das absolute und das relative Reibungskraftniveau über der Anregungsamplitude für die Hinterachse dargestellt. Auch hier werden noch einmal die an der Vorderachse auftretenden Werte herangezogen.

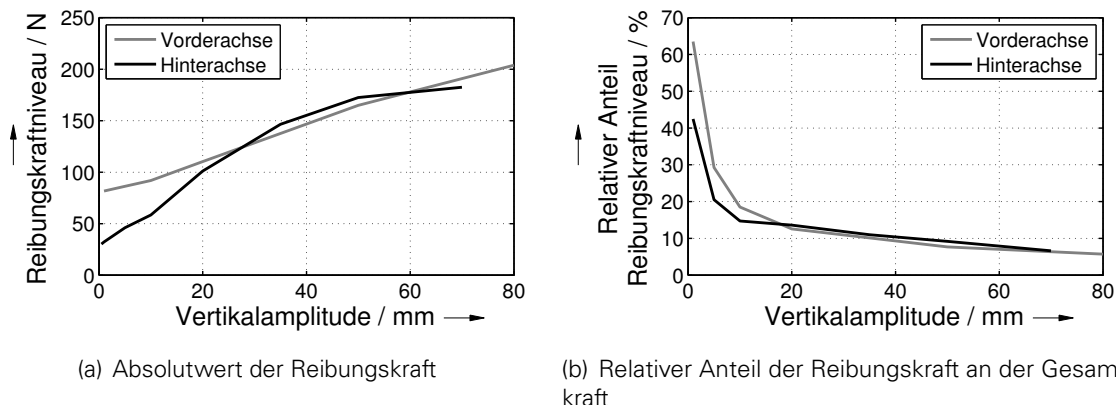


Abbildung 4.19.: Amplitudenabhängigkeit der statischen Hysterese in Vertikalrichtung an der Hinterachse, Messung am dynamischen Achsprüfstand

Auch für die Hinterachse ist in Abbildung 4.19 (a) erkennbar, dass bei sehr geringen Amplituden bereits eine nicht vernachlässigbare Reibungskraft auftritt. Diese ist jedoch geringer als an der Vorderachse. Weiterhin nimmt mit steigender Amplitude ebenfalls die Reibungskraft zu. Da der Anstieg an der Hinterachse höher ist, wird für beide Konzepte bei etwa 30 mm Anregungsamplitude eine vergleichbare Reibungskraft erreicht. Gleichermäßen nimmt die Federkraft über der Amplitude zu, sodass auch an der Hinterachse gemäß Abbildung 4.19 (b) ein Abfall des relativen Reibungskraftanteils beobachtet werden kann. Der Anteil ist bis etwa 20 mm generell niedriger als an der Vorderachse. Bei höheren Anregungsamplituden sind die Anteile für Vorder- und Hinterachse wiederum etwa gleich groß. Der Ansatz zur Charakterisierung des Verhaltens nach [APKW15] muss für die Hinterachse um eine nichtlineare

Abhängigkeit der Reibungskraft von der Anregungsamplitude erweitert werden. Dennoch nähert sich in Analogie zur Vorderachse auch hier die relative Reibungskraft asymptotisch einem Minimum an, welches durch den Anstieg der Reibungskraft und die Gesamtfederhärte definiert ist. Demnach kann davon ausgegangen werden, dass in dem Fall ebenfalls ein amplitudenunabhängiger relativer Mindestanteil an Reibung existiert.

Auch für die Hinterachse wird die Aufteilung der Reibungskräfte auf einzelne Transferpfade analysiert. Daher wird in Abbildung 4.20 der Anteil verschiedener Transferpfade an der Gesamtreibungskraft dargestellt.

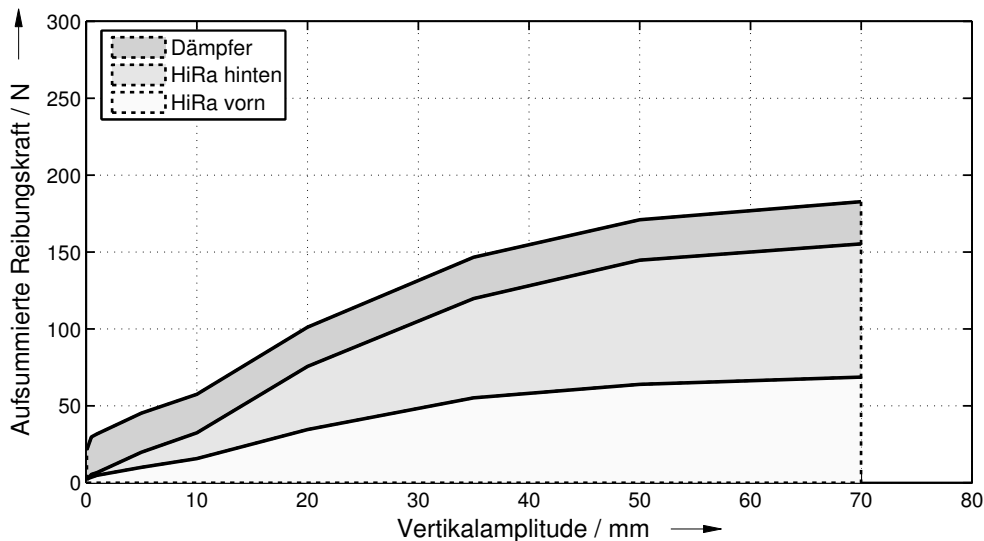


Abbildung 4.20.: Zusammensetzung der Reibungskraft in Vertikalrichtung für die Hinterachse; HiRa: Hilfsrahmen, Messung am dynamischen Achsprüfstand

Die vorderen und hinteren Kraftmessdosen am Hilfsrahmen zeigen ausgehend von 0 mm einen etwa gleichen Beitrag zur Gesamtreibungskraft über der Amplitude. Das Verhalten lässt sich auf die kumulierte statische Hysterese der einzelnen Gummilager zurückführen, welche zwischen Radträger und Hilfsrahmen sowie Hilfsrahmen und Aufbau eingesetzt werden. Bei dem vorliegenden Achskonzept scheint auch die Amplitudenabhängigkeit der Hysterese aus diesen Elementen zu resultieren. Der Dämpfer zeigt einen nahezu amplitudenunabhängigen konstanten Beitrag zur Gesamtkraft. Deswegen kann bei niedrigen Amplituden davon ausgegangen werden, dass vorwiegend die Reibung des Dämpfers von Bedeutung ist. Die Beiträge der Feder werden nicht dargestellt, da diese vernachlässigbar sind. Auch im Rückblick auf die Vorderachse lässt sich formulieren, dass die im Federbein gemessene Reibungskraft wahrscheinlich vorwiegend aus dem Dämpfer stammt. Der Ausbau des Stabilisators zeigt keinen eindeutigen Einfluss und wird in Abbildung 4.20 deshalb nicht berücksichtigt.

FAHRWERKSREIBUNG IN LÄNGSRICHTUNG

Für die Hinterachse wird noch einmal das Verhalten in Längsrichtung betrachtet. Dazu wird die Amplitudenabhängigkeit der statischen Hysterese in Abbildung 4.21 dargestellt.

Wie auch in Vertikalrichtung nimmt der Absolutwert der statischen Hysterese über der Amplitude zu. In Längsrichtung scheint die Reibungskraft jedoch ausgehend von 0 mm Amplitude linear zu steigen, ohne dass konstante amplitudenunabhängige Beiträge wie in Vertikalrichtung offensichtlich werden. Dies korreliert mit der Reibungshysterese der

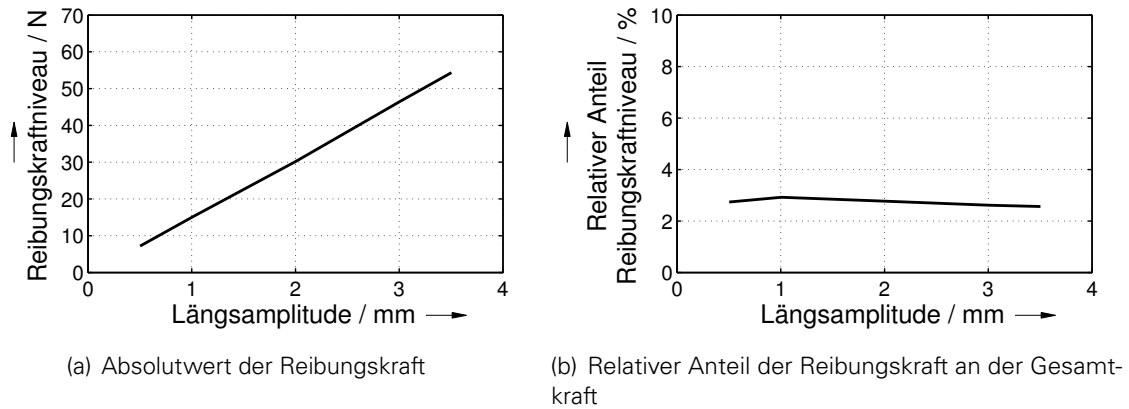


Abbildung 4.21.: Amplitudenabhängigkeit der statischen Hysterese in Längsrichtung an der Hinterachse, Messung am dynamischen Achsprüfstand

Gummilager in Vertikalrichtung aus Abbildung 4.20, deren Beträge ebenfalls vorwiegend mit steigender Amplitude zunehmen.

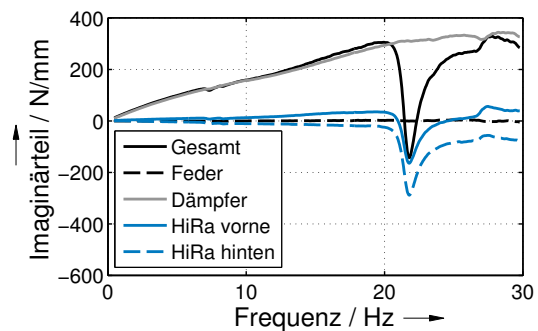
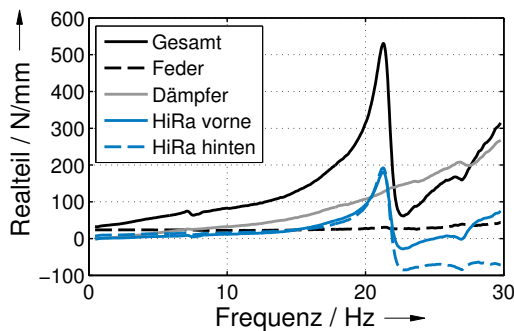
Aufgrund des fehlenden amplitudenunabhängigen Reibungskraftanteils ist in Abbildung 4.21 (b) auch kein ausgeprägter Abfall des Reibungskraftniveaus über der Anregungsamplitude erkennbar, da die Reibungskraft und die elastische Federkraft gleichermaßen tendenziell linear über der Amplitude ansteigen. Bei dem vorliegenden Achskonzept befindet sich das Reibungskraftniveau für die Längsrichtung generell auf einem niedrigen näherungsweise konstanten Niveau. An der Stelle sei erwähnt, dass die an dem Radträger gemessene Längskraft einen amplitudenunabhängigen Reibungskraftbeitrag aufweist und generell höher ist. Es wird jedoch davon ausgegangen, dass die aufbauseitig gemessenen Längskräfte weniger durch prüfstandsinduzierte Reibungseffekte beeinflusst sind. Für die Vertikalrichtung ist dieser Zusammenhang wiederum nicht von Bedeutung, da sowohl für die Vorder- als auch die Hinterachse die jeweils an Radträger und Aufbau gemessenen statischen Kräfte näherungsweise identisch sind.

Für die Zusammensetzung der statischen Hysterese aus Komponenten ist in Längsrichtung keine separate Darstellung erforderlich, da nahezu alle Längskräfte über den Hilfsrahmen abgeleitet werden. Die Reibungskräfte, welche in Feder und Dämpfer abgestützt werden, sind daher vernachlässigbar. Weiterhin zeigen sich bei Ausbau des Stabilisators keine signifikanten Unterschiede. Daher kann davon ausgegangen werden, dass die Reibungskräfte vorwiegend in den Gummilagern zwischen Radträger und Hilfsrahmen sowie Hilfsrahmen und Aufbau entstehen.

4.3.3. DYNAMISCHE EIGENSCHAFTEN

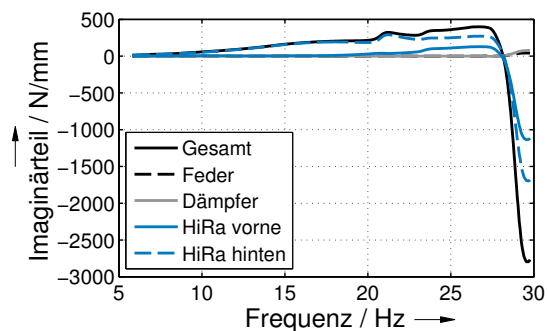
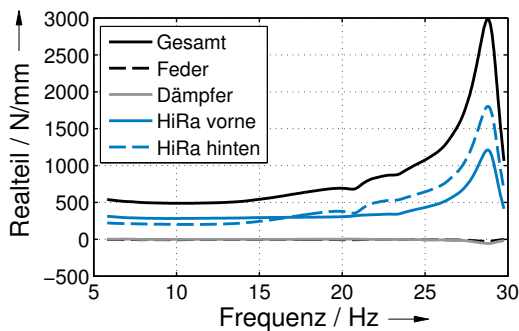
Nach Analyse der statischen elastischen und nichtlinearen Reibungseffekte an der Hinterachse mit elastisch gelagertem Hilfsrahmen und Differenzial wird im Weiteren das dynamische Verhalten des Systems betrachtet. Wie in Unterabschnitt 2.4.5 erläutert, können bereits unter 30 Hz Starrkörpermoden des Hilfsrahmens auftreten, die das dynamische Systemverhalten maßgeblich beeinflussen. Im vorliegenden Fall haben zusätzlich die Kräfte, welche aus der Schwingung des elastisch gelagerten Differenzialkörpers resultieren, eine Rückwirkung auf die Schwingung der Hilfsrahmenmasse. Für die Analyse des Verhaltens beim gegebenen Referenzfahrzeug wird der Radträger im Radmittelpunkt angeregt. Die daraus resultierende Übertragungsfunktion zwischen der Kraft am Aufbau und dem aufgebracht Radweg wird in Abbildung 4.22 für die Vertikal- und Längsrichtung dargestellt. Die angeregte

Geschwindigkeitsamplitude beträgt in beiden Fällen 100 mm/s, sodass in Längsrichtung die Startfrequenz höher als in Vertikalrichtung liegt, um die angeregte Wegamplitude zu begrenzen. Daher gilt es zu beachten, dass die Darstellung für die Längsrichtung erst ab 5 Hz beginnt.



(a) Realteil der Übertragungsfunktion in Vertikalrichtung

(b) Imaginärteil der Übertragungsfunktion in Vertikalrichtung



(c) Realteil der Übertragungsfunktion in Längsrichtung

(d) Imaginärteil der Übertragungsfunktion in Längsrichtung

Abbildung 4.22.: Übertragungsfunktionen zwischen Kraft und Weg für die Hinterachse mit elastischem Hilfsrahmen jeweils bei einer angeregten Geschwindigkeitsamplitude von 100 mm/s; HiRa: Hilfsrahmen, Messung am dynamischen Achsprüfstand

Wie aus Abbildung 4.22 (a) hervorgeht, ist der Realteil im Transferpfad der Feder erwartungsgemäß näherungsweise konstant. In der Kraftmessdose über dem Dämpfer ist ein stetiger monotoner Anstieg erkennbar. Die hilfsrahmenseitigen Kraftmessdosen zeigen bis etwa 15 Hz nur relativ geringe Änderungen im Realteil, jedoch tritt von dort bis etwa 21 Hz ein deutlicher Anstieg auf, welcher in einem lokalen Maximum resultiert und anschließend bis etwa 22,5 Hz zu einem lokalen Minimum abfällt. Mit steigender Frequenz nimmt der Realteil erneut zu. Das Verhalten ist in dem Zusammenhang auch prägend für die Gesamtkraft, in welcher ebenfalls jeweils ein lokales Maximum und Minimum auftritt sowie zusätzlich der lineare Anstieg der Realsteifigkeit im Transferpfad des Dämpfers überlagert ist. Die übertragene Gesamtkraft wird demnach zunächst verstärkt und anschließend getilgt. Der Imaginärteil im Transferpfad der Feder ist erwartungsgemäß näherungsweise null. Der Dämpfer weist ausgehend von einem Absolutniveau bei 0 Hz wiederum einen kontinuierlichen Anstieg auf, welcher zunächst nahezu linear ist und anschließend in eine Sättigung übergeht. Die durch die hilfsrahmenseitigen Kraftmessdosen gemessenen Imaginärsteifigkeiten weisen bei etwa 21 Hz ein lokales Minimum auf. Bis dahin ist der zugehörige Wert an der hinteren Kraftmessdose näherungsweise null, während vorn ein geringer Anstieg erkennbar wird.



Der nahezu lineare Anstieg der Realsteifigkeit des Dämpfers lässt sich gemäß Gleichung 4.28 erneut auf die Wirkung der Nachgiebigkeiten, welche in Reihe mit dem Dämpfer geschaltet sind, zurückführen. Analog dem Verhalten der Vorderachse aus Abbildung 4.11 (a) wird das ausschließlich in dem zugehörigen Transferpfad ersichtlich, während sich die Realsteifigkeiten in den übrigen Pfaden bis 15 Hz nur geringfügig ändern. Das Auftreten von lokalen Maxima und Minima in den hilfsrahmenseitigen Kraftmessdosen lässt sich auf eine gekoppelte Schwingung von Hilfsrahmen und Differenzial zurückführen, welche im Bereich von etwa 21 Hz auftritt. Der Hilfsrahmen wird in dem Zusammenhang vorwiegend über die Kräfte, welche in den Lenkern bzw. den Elastomerlagern auftreten, angeregt, da Feder und Dämpfer direkt mit dem Aufbau verbunden sind. Demnach stützen sich die Nebenfeder- und Nebendämpfungsraten im vorliegenden Fall auch überwiegend am Hilfsrahmen ab. Die in der Feder und dem Dämpfer auftretenden Kräfte werden entsprechend der jeweiligen Übersetzungen auf den Hilfsrahmen übertragen. Das Schwingensystem von Hilfsrahmen und Differenzial, welches durch eine entsprechende Koppelsteifigkeit zum Radträger sowie durch die Lagerungen und Massen von Hilfsrahmen und Differenzial bestimmt ist, weist wiederum Eigenmoden im genannten Frequenzbereich auf. Infolge dessen, dass die Feder und der Dämpfer weitestgehend entkoppelt von der Schwingung sind, sind die Auswirkungen der Schwingungen in den zugehörigen Transferpfaden geringer als in den übrigen Pfaden. Das ist insbesondere beim Dämpfer auf die hohe Übersetzung von nahezu 1 zurückzuführen.

Der Verlauf der Imaginärsteifigkeit des Dämpfers in Abbildung 4.22 (b) lässt sich analog Unterabschnitt 4.2.4 mit Reibungseffekten sowie dem dynamischen Verhalten des Maxwell-Elements nach Gleichung 4.29 erklären. Das lokale Minimum im Verlauf der hilfsrahmenseitigen Kraftmessdosen ist wiederum auf die Eigenmode des Hilfsrahmen-Differenzial-Verbundes zurückzuführen. Der Anstieg der Imaginärsteifigkeit in der vorderen hilfsrahmenseitigen Kraftmessdose wird mit hoher Wahrscheinlichkeit durch die Lagerdämpfungen verursacht, da in der vorliegenden Achse die Dämpferübersetzung nahezu eins beträgt und Abstützeffekte auf den Hilfsrahmen daher als gering einzustufen sind. Aus demselben Grund beeinflussen sich die Imaginärsteifigkeiten von Dämpfer und Hilfsrahmen nicht gegenseitig, wie auch schon für den Realteil festgestellt.

Nach der Vertikalrichtung wird das dynamische Verhalten in Längsrichtung betrachtet. Aus Abbildung 4.22 (c) wird erkennbar, dass die Realsteifigkeiten analog dem Verhalten in Längsrichtung an der Vorderachse bis 15 Hz zunächst relativ konstant bleiben. Anschließend steigt der Wert an der hinteren Kraftmessdose vom Hilfsrahmen an. Die Realsteifigkeit an der vorderen Kraftmessdose kann wiederum bis etwa 22 Hz als konstant erachtet werden, bevor ein Anstieg auftritt. Dieser resultiert bei 29 Hz in einem lokalen Maximum. Da die Längskräfte überwiegend in den hilfsrahmenseitigen Kraftmessdosen abgestützt werden, ist dort auch zunächst ein Anstieg in den Imaginärsteifigkeiten erkennbar, welcher ebenfalls an der Vorderachse vorhanden ist. Der höhere Anstieg ist hierbei in den hinteren Kraftmessdosen am Hilfsrahmen gegeben. Bei etwa 30 Hz wird ein lokales Minimum im Verlauf erkennbar.

Das Verhalten des Realteils bis etwa 15 Hz ist analog der Vorderachse erneut mit dem Verhalten eines idealen Kelvin-Voigt-Modells zu erklären, bei dem der Betrag der Realsteifigkeit unabhängig von der Anregungsfrequenz ist. Im Bereich von etwa 29 Hz liegt eine für die Längsanregung relevante Mode des Hilfsrahmen-Differenzial-Verbundes vor. Infolge der zunehmenden Auslenkungsamplitude der Massen bei Annäherung an die Eigenfrequenz steigt der Realteil zunächst an. Bei Betrachtung eines höherfrequenten Bereiches als die dargestellten 30 Hz ist zu erwarten, dass auf das bei 29 Hz auftretende lokale Maximum ein lokales Minimum folgt, wie auch in Vertikalrichtung zu erkennen ist. Daher wird auch hier die Kraftreaktion zunächst verstärkt und anschließend getilgt.

Der Anstieg im Imaginärteil lässt sich in Anlehnung an die Vorderachse erneut auf das Dämpfungsverhalten der Elastomerlager zurückführen. Das bei 30 Hz auftretende lokale Minimum hängt wiederum mit der angeregten Schwingmode des Hilfsrahmen-Differenzial-Verbun-



des zusammen. In höheren Frequenzbereichen ist erneut ein Anstieg des Imaginärteils zu erwarten.

Hinsichtlich des dynamischen Verhaltens des Fahrwerks mit elastisch gelagertem Hilfsrahmen lässt sich zusammenfassen, dass zunächst dieselben Eigenschaften wie bei der Achse mit starr angebundenem Hilfsrahmen von Bedeutung sind (vgl. Abschnitt 4.2), jedoch zusätzlich Schwingungen des Hilfsrahmen-Differenzial-Verbundes auftreten können, welche sowohl in Vertikal- als auch Längsrichtung für Verstärkungs- und Tilgungseffekte in der Kraftreaktion sorgen.

4.4. AGGREGAT

Im folgenden Abschnitt wird das Schwingverhalten des Aggregats ohne Berücksichtigung antriebserreger Schwingungen betrachtet. Da kein separater Aggregatschwingungsprüfstand vorliegt, wird die Untersuchung simulativ durchgeführt. Das Aggregat wird am Getriebeausgang abgeschnitten, sodass der Fokus ausschließlich auf der Motorlagerung liegt. Die Motorlagerung, welche dynamisch durch die Übertragungsmatrix \underline{H}_M beschrieben wird, wird karosserie-seitig über definierte Bewegungen angeregt. Ausgehend vom Lagerungskonzept liegt der Fokus auf der schrittweisen Erläuterung des Systemverhaltens.

Bei der gegebenen Anbindung des Aggregats an den Aufbau über eine Drei-Punkt-Lagerung (vgl. Unterabschnitt 3.2.1) liegen die beiden vorderen Motorlager etwa bei derselben x -Koordinate im globalen Fahrzeugkoordinatensystem. Die Lager sind jedoch in der y - z -Ebene mit einem geringen Winkel symmetrisch in Richtung der Fahrzeugmittelebene verdreht. In y -Richtung ist das hintere Lager etwa mittig zwischen den beiden vorderen Lagern positioniert. Da auch die linearen statischen Steifigkeiten der vorderen Lager bei Leerlast nahezu gleich sind, kann bei dem vorliegenden Fahrzeug aus statischer Sicht von Symmetrie um die x - z -Ebene ausgegangen werden. Jedoch sind die hydraulischen Eigenfrequenzen der beiden vorderen Lager verschieden, der gemeinsame Schwerpunkt von Aggregat und Getriebe liegt leicht außermittig und das Aggregat weist Deviationsmomente im globalen Fahrzeugkoordinatensystem auf. Demnach sind dynamisch auch asymmetrische Systemreaktionen zu erwarten.

4.4.1. SCHWINGVERHALTEN OHNE BERÜCKSICHTIGUNG VON HYDROLAGERN

Für die Subsystemanalyse ist erneut die Betrachtung des Systems als Blackbox von Bedeutung. Wenn davon ausgegangen wird, dass die dynamischen Eigenschaften der Lagerung bezogen auf den Schwerpunkt des Subsystemkörpers am wichtigsten sind, wird dort auch zunächst die Steifigkeitsmatrix \underline{C}_M der Aggregatlagerung betrachtet. Aufgrund der beschriebenen Symmetrie für den statischen Fall besitzen die Steifigkeitsterme in den Raumrichtungen x , z und r_y nur eine vernachlässigbare Kopplung zu den Termen in y , r_x und r_z . Demnach lässt sich die 6×6 -Matrix \underline{C}_M , welche in der Form der Matrix aus Gleichung 3.8 entspricht, in zwei entkoppelte 3×3 -Matrizen \underline{C}_{M1} und \underline{C}_{M2} aufteilen. Für die Matrix \underline{C}_{M1} sind dabei die Steifigkeitsterme in den Reihen bzw. Spalten 2, 4 und 6, zugehörig zu den Raumrichtungen y , r_x und r_z , zunächst vernachlässigbar. Demnach wird sie entsprechend Gleichung 4.30 formuliert.

$$\underline{C}_{M1} = \begin{bmatrix} C_{xx} & C_{xz} & C_{xr_y} \\ C_{zx} & C_{zz} & C_{zr_y} \\ C_{r_yx} & C_{r_yz} & C_{r_yr_y} \end{bmatrix} \quad (4.30)$$

Unter zusätzlicher Berücksichtigung der Masseneigenschaften des Aggregats lassen sich nun mittels der Modalanalyse (vgl. Unterabschnitt 3.3.2) die Eigenfrequenzen und die zugehörigen



Eigenvektoren des Systems berechnen. Da auch der leicht außermittige Schwerpunkt und die Deviationsmomente nur geringe Auswirkungen auf die Kopplung der Raumrichtungen haben, sind die zu \mathbf{C}_{M1} zugehörigen Moden ohne Hydrolager auch dynamisch nahezu entkoppelt von den zu \mathbf{C}_{M2} gehörenden Moden. Die Ergebnisse der Modalanalyse für die erste Gruppe sind in Tabelle 4.1 dargestellt.

Tabelle 4.1.: Erste Gruppe von Aggregatmoden ohne Berücksichtigung von Hydrolagern

Mode	Eigenfrequenz / Hz	x	z	r_y
1	5,3	0,48	0,35	1
2	7,05	-0,83	1	0,56
3	10,27	-0,13	-0,19	1

Wie aus der Tabelle ersichtlich wird, liegen die Eigenfrequenzen für die erste Modengruppe in einem relativ niedrigen Frequenzbereich von ca. 5 bis 10 Hz. Zwei Moden sind durch eine ausgeprägte Nickbewegung und eine Mode durch eine ausgeprägte Hubbewegung des Aggregats gekennzeichnet. Eine Mode, welche vorwiegend durch die Longitudinalbewegung bestimmt ist, tritt nicht auf, jedoch sind bei Mode 2 alle Freiheitsgrade gekoppelt. Dabei gilt es zu erwähnen, dass die direkte Kopplung der beiden translatorischen Bewegungen gemäß dem Term C_{xz} nur sehr gering ist. Vielmehr sorgt die Vertikalverschiebung des Aggregats aufgrund von C_{ryz} für eine Nickbewegung, welche wiederum über C_{xy} Längskräfte erzeugt. Davon ausgehend, dass mindestens die erste gezeigte Mode in den stuckerrelevanten Frequenzbereich fällt, zeichnet sich diese für das gegebene Fahrzeug als eine gekoppelte Bewegung aus Longitudinal-, Vertikal- und Nickbewegung aus.

Das Vorgehen ist analog für die zweite Gruppe durchführbar. Die damit verbundene Steifigkeitsmatrix \mathbf{C}_{M2} ergibt sich durch Vernachlässigung der Spalten 1, 3 und 5 in \mathbf{C}_M und wird nicht noch einmal explizit dargestellt. Die Ergebnisse aus der Modalanalyse werden in Tabelle 4.2 dargestellt.

Tabelle 4.2.: Zweite Gruppe von Aggregatmoden ohne Berücksichtigung von Hydrolagern

Mode	Eigenfrequenz / Hz	y	r_x	r_z
1	5,23	-0,83	1	0,27
2	6,13	0	-0,84	1
3	11,71	0,05	1	0,36

In der ersten Mode tritt vorwiegend eine gekoppelte Lateral-Wank-Bewegung in Erscheinung, während in der zweiten Mode Wanken und Gieren gekoppelt sind. Die Eigenfrequenzen der beiden Moden fallen in den Bereich der ersten beiden Moden aus Tabelle 4.1, sodass diese in einem ähnlichen Betriebspunkt angeregt werden. Die dritte Mode weist einen hohen Wankanteil auf und liegt in der Eigenfrequenz etwas höher als die dritte Mode aus der ersten Modengruppe in Tabelle 4.1.

4.4.2. SCHWINGVERHALTEN UNTER BERÜCKSICHTIGUNG VON HYDROLAGERN

Unter der Annahme, dass die Realsteifigkeiten sowie die zugehörigen Dämpfungsbeiwerte der Lager aus Unterabschnitt 4.4.1 über der Frequenz konstant bleiben, sind die Eigenschwingungen des Systems durch die im vorherigen Abschnitt genannten Moden charakterisiert.

Durch den Einsatz von Hydrolagern werden die auftretenden Moden jedoch beeinflusst. Auch bei Annahme linearer Kennwerte für die Hydrolager-Parameter (vgl. Unterabschnitt 2.3.2) ergeben sich daher auf der Subsystemebene des Aggregats bereits Nichtlinearitäten in den dynamischen Kennwerten. Diese werden beispielhaft anhand der unidirektionalen Übertragungsfunktion H_{zz} der Übertragungsmatrix \underline{H}_M betrachtet, vgl. Abbildung 4.23.

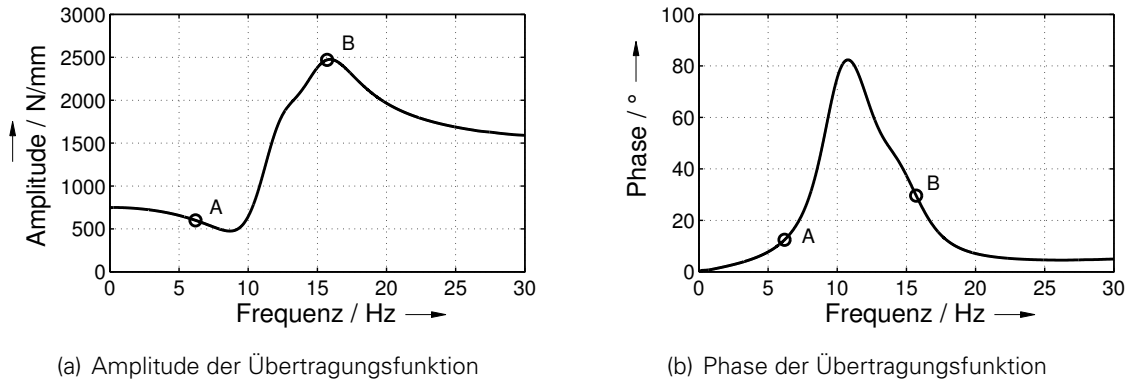


Abbildung 4.23.: Übertragungsfunktion der Aggregatlagerung zwischen Vertikalkraft und vertikalem Anregungsweg bei fixiertem Aggregat und einer Anregungsamplitude von 0,1 mm; Simulation

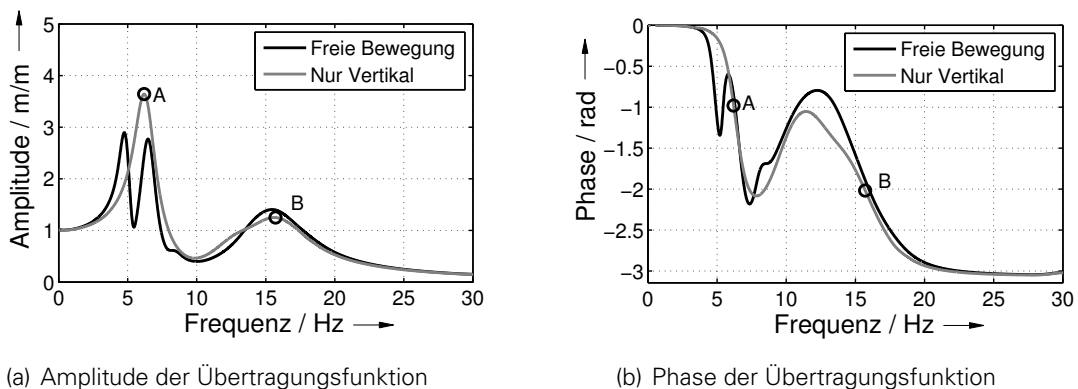


Abbildung 4.24.: Übertragungsfunktion zwischen Weg des Aggregatschwerpunkts und Anregungsweg in Vertikalrichtung bei frei schwingendem Aggregat und einer Anregungsamplitude von 0,1 mm, Simulation

Wie aus der Abbildung hervorgeht, äußert sich das frequenzabhängige Übertragungsverhalten der individuellen Hydrolager (vgl. Abbildung 2.8) ebenfalls in der Übertragungsfunktion auf Subsystemebene. Nach einem geringen Abfall der Amplitude bis etwa 10 Hz ist ein Bereich mit sehr hohem Amplitudenniveau zu erkennen. Dieser resultiert aus der Überlagerung der Maxima der individuellen Übertragungsfunktionen der Lager. Im selben Bereich tritt ebenfalls ein hohes Phasenniveau auf. Das Maximum liegt in dem Fall bei über 80° und bei einer etwas niedrigeren Frequenz als das der Amplitude.

Neben der Übertragungsfunktion H_{zz} beeinflusst die kumulative Wirkung der Hydraulikpfade ebenfalls weitere Terme in der Übertragungsmatrix der Aggregatlagerung \underline{H}_M . Einerseits zählen dazu alle Terme, welche selbst bei symmetrischer Auslegung der hydraulischen Eigenfrequenzen der vorderen Lager beeinflusst werden: $H_{r_y z}$, $H_{r_x r_x}$ und $H_{r_y r_y}$. Darüber



hinaus werden durch die unterschiedlichen Eigenfrequenzen sowie die Schrägstellung der Lager auch weitestgehend alle übrigen Terme beeinflusst. Die Ausnahme bilden hierbei die Terme, welche eine Kopplung zur globalen x -Richtung haben, da bei einer zugehörigen Verformung die hydraulischen Pfade der Lager nicht angeregt werden. Jedoch ist auch in dem Fall gemäß der ersten Modengruppe aus Tabelle 4.1 zu erwarten, dass bei freier Schwingung des Aggregats keine isolierte Längsschwingung auftritt und daher auch eine Kopplung zu den hydraulischen Pfaden gegeben ist.

Das nichtlineare Verhalten auf Subsystemebene resultiert weiterhin in einer kontinuierlichen Änderung der charakteristischen Eigenwerte des Systems. Zur detaillierten Analyse werden in Abbildung 4.24 zwei verschiedene Übertragungsfunktionen zwischen der Vertikalbewegung des Aggregats und der Vertikalanregung dargestellt. Das Aggregat kann sich dabei einmal in allen Freiheitsgraden (Freie Bewegung) und einmal nur in Hubrichtung (Nur Vertikal) bewegen.

Demnach wird bereits bei Betrachtung der unidirektionalen vertikalen Übertragungsfunktion eine Abweichung vom charakteristischen Verlauf eines Ein-Massen-Schwingers deutlich, welche mit dem gezeigten Übertragungsverhalten aus Abbildung 4.23 zusammenhängt. Infolge der nichtlinearen Übertragungseigenschaften treten in Abbildung 4.24 (a) mehrere Überhöhungen auf. Die erste Überhöhung bei etwa 6 Hz (Punkt A) ist dabei noch annähernd durch die gegenüber der statischen Steifigkeit leicht gesunkene Realsteifigkeit nach Abbildung 4.23 (a) und einen geringen Dämpfungsbeiwert geprägt. Anschließend steigt die dynamische Steifigkeit und damit auch die Realsteifigkeit an, sodass sich mit steigender Frequenz auch die Eigenfrequenz des Systems in Vertikalrichtung erhöht, während die Phase, respektive die Dämpfung, nach dem Peak bei etwa 11 Hz aus Abbildung 4.23 (b) erneut deutlich fällt. Die Amplitude der Übertragungsfunktion aus Abbildung 4.24 (a) hängt wiederum vom Frequenzverhältnis η und dem Dämpfungsgrad D ab. Der genannte Anstieg der Eigenfrequenz des Systems gekoppelt mit dem abfallenden Dämpfungsgrad resultiert in einem zweiten ausgeprägten Peak bei etwa 16 Hz (Punkt B).

Sofern eine freie Schwingung des Aggregats zugelassen wird, verändert sich der Verlauf. Der erste Peak bei etwa 6 Hz spaltet sich dabei zu zwei einzelnen Peaks bei 5 Hz und 7 Hz auf. Der Effekt resultiert aus einer Koppelschwingung der beteiligten Freiheitsgrade, sodass die Frequenzen vergleichbar mit denen aus Tabelle 4.1 sind. Die Überhöhung im höherfrequenten Bereich sinkt von etwa 16 Hz auf 15 Hz und die zugehörige Amplitude nimmt etwas zu.

Für die Aggregatlagerung lässt sich zusammengefasst formulieren, dass sich aufgrund der symmetrischen statischen linearen Lagerungseigenschaften die Aggregatschwingungen grundsätzlich in zwei Modengruppen gemäß Tabelle 4.1 und Tabelle 4.2 zusammenfassen lassen, was für eine Vereinfachung des Systems von wesentlicher Bedeutung ist. Infolge der Wirkung der Hydrolager zeigen sich jedoch bereits bei eindimensionalen Subsystemschwingungen Verläufe, die von charakteristischen linearen Verläufen abweichen, vgl. Abbildung 4.24. Demnach sind die Hydrolager ebenfalls von entscheidender Bedeutung für das Systemverhalten und sorgen bei sechsdimensionalen Bewegungen des Aggregatkörpers für komplexe Koppelschwingungen.



4.5. DISKUSSION DER SUBSYSTEMEIGENSCHAFTEN

Als Grundlage für die Modellbildung sollen im Folgenden noch einmal die identifizierten Subsystemeigenschaften diskutiert werden.

Das Verhalten des Fahrwerks mit starr angebundenem Hilfsrahmen wurde sowohl auf Subsystemebene als auch hinsichtlich der Wechselwirkung mit den eingesetzten Komponenten in Längs- und Vertikalrichtung analysiert. In Vertikalrichtung hat sich gezeigt, dass, abgesehen von der statischen Kennlinie, in der bereits gebräuchliche Kennwerte wie die Haupt- oder Nebenfederhärte enthalten sind, auch Reibungseffekte sowie dynamisch der Dämpfer und das Dämpferlager die Übertragungsfunktion beeinflussen. Ein signifikanter Einfluss der Nebendämpferhärte konnte nicht festgestellt werden.

Die Analyse lässt sich analog für die Längsrichtung des Fahrwerks durchführen. In der statischen Kennlinie können lineare und progressive Bereiche identifiziert werden, welche vorwiegend auf die Steifigkeiten der einzelnen Gummilager zurückzuführen sind. Die auftretende Nachgiebigkeit ist maßgeblich von dem jeweiligen Einleitungspunkt der Kraft und dem damit verbundenen zusätzlichen Spinnmoment am Radmittelpunkt abhängig. Weiterhin zeigen auch hierbei Reibungseffekte sowie dynamisch die Elastomerlagerdämpfungen einen ausgeprägten Einfluss auf die Übertragungsfunktion.

Für das Fahrwerk mit elastisch gelagertem Hilfsrahmen konnte festgestellt werden, dass der Hilfsrahmen aufgrund seiner elastischen Anbindung an den Fahrzeugaufbau zunächst wenig Einfluss auf die kinematischen Achskennwerte hat. Die Nachgiebigkeit der Achse ist jedoch wesentlich durch die Hilfsrahmenlagerung geprägt. Bei der vorliegenden Hinterachse wird ein Großteil der Vertikalkraft über das Federbein geleitet, während die Längskraft nahezu vollständig über den Hilfsrahmen abgestützt wird. Zusätzlich entsteht aufgrund des elastisch gelagerten Hilfsrahmens eine Kopplung zwischen den horizontalen Bewegungen der linken und rechten Radmasse, sodass, wie am Beispiel der Längsnachgiebigkeit gezeigt, die wechselseitige Steifigkeit gegenüber der gleichseitigen Steifigkeit zunimmt. Unabhängig davon konnte sowohl statisch als auch dynamisch gezeigt werden, dass in Betriebsbereichen, in denen noch keine Hilfsrahmenschwingungen auftreten, ähnliche Effekte wie an der Vorderachse charakteristisch für das Übertragungsverhalten sind. Darüber hinaus zeigten sich in Vertikal- und Längsrichtung ausgeprägte Eigenschwingungen des Hilfsrahmen-Differenzial-Verbundes, welche einen relativ großen Einfluss auf die radbezogenen Übertragungsfunktionen haben.

Hinsichtlich der Modellbildung sind die Strukturen der Hilfsrahmen- und Differenziallagerung von wesentlicher Bedeutung. Diese sind grundsätzlich als symmetrisch um die x-z-Ebene anzunehmen. Die hydraulischen Pfade der hinteren Hydrolager sind in Längsrichtung orientiert und zeigen in der Übertragungsmatrix der Hilfsrahmenlagerung aufgrund der Lageranordnung zunächst relativ geringe Wechselwirkungen mit den übrigen Raumrichtungen. Bei freischwingendem Hilfsrahmen sind aufgrund der Massenwirkung dennoch Kopplungen zu erwarten. Hinsichtlich der Modellierung der Hilfsrahmenlagerung ist hierbei die korrekte Reproduktion der Subsystemkennwerte in Wechselwirkung mit den identifizierten Achseigenschaften anspruchsvoll.

Obwohl in der konventionellen Fahrwerksmodellierung Reibung häufig vernachlässigt wird, wird in Unterabschnitt 4.2.3 und Unterabschnitt 4.3.2 ein signifikanter Einfluss auf Subsystemebene, insbesondere bei niedrigen Amplituden, festgestellt. Das gilt insbesondere für die Vertikalrichtung. Weiterhin lässt sich ein amplitudenunabhängiger Mindesteinfluss der Reibung definieren. Die Auswirkungen festgestellter charakteristischer Reibungskennwerte auf Subsystemebene sind im Hinblick auf das Gesamtfahrzeugverhalten derzeit noch nicht vollständig verstanden. Dazu zählen unter anderem der Einfluss des Reibungskraftniveaus und des Übergangsbereichs. Zu deren Charakterisierung ist eine geeignete Modellvorstellung erforderlich. Auf Komponentenebene stellt das aufgrund der Vielzahl abzubildender



Reibungsparameter und deren Wechselwirkungen eine anspruchsvolle Aufgabe dar, welche einen hohen Einfluss auf numerische Stabilität, Simulationsgeschwindigkeit und Parametrierbarkeit haben kann. Die Modellbildung auf Subsystemebene wird im folgenden Kapitel erläutert.

Die Aggregatlagerung ist in der Systemstruktur grundsätzlich vergleichbar mit der Hilfsrahmenlagerung. Die vorderen hydraulischen Lager sind jedoch mit einem kleinen Winkel zur globalen Vertikalrichtung orientiert und weisen unterschiedliche hydraulische Eigenfrequenzen auf. Diese Eigenschaften zeigen aufgrund der Lageranordnung bereits in der Übertragungsmatrix der Lagerung eine ausgeprägte Wechselwirkung mit weiteren Raumrichtungen. Bei freier Schwingung des Aggregats treten infolge der Wechselwirkung mit den hydraulischen Pfaden komplexe Koppelschwingungen mit mehreren Überhöhungen in den Übertragungsfunktionen auf. Hinsichtlich der Modellierung ist hierbei insbesondere die zielführende Abbildung der komplexen nichtlinearen Eigenschaften auf Subsystemebene anspruchsvoll.





5. ERSTELLUNG EINES KONZEPTMODELLS AUF SUBSYSTEMEBENE



Im folgenden Kapitel werden die in Kapitel 4 identifizierten relevanten Subsystemeigenschaften in einen geschlossenen Modellansatz integriert. Dabei geht es nicht ausschließlich um die Abbildung aller Subsystemeigenschaften, vielmehr steht die prozessgerechte Modellierung im Vordergrund, womit das Kapitel auch nicht losgelöst von der in Kapitel 6 dargelegten Parametrierungsmethode betrachtet werden kann. In dem Zusammenhang wird bereits im vorliegenden Kapitel erwähnt, wenn Modellemente aufgrund der vorhandenen Parametrierungsmethoden berücksichtigt oder vernachlässigt werden. Die für die Auswahl von Subsystemkennwerten herangezogenen Kriterien werden noch einmal in Abschnitt 5.1 erläutert.

Als Simulationsumgebung für das Modell wird MSC Adams/View gewählt, welches hinsichtlich der erforderlichen Modellstruktur entscheidende Vorteile bietet. Einerseits ist damit bereits eine vollständige MKS-Bibliothek gegeben, wodurch objektorientiert mit Hilfe von Körpern und Krafterelementen konzeptionelle Modelle erstellt werden können, ohne dass sich strukturell wiederholende Differenzialgleichungen manuell erstellt werden müssen. Weiterhin bietet das Programm die Möglichkeit, beliebige Krafterelemente unter Verwendung separater Differenzialgleichungen, Zustandsvariablen und Subroutinen zu integrieren. Da es in der vorliegenden Arbeit auch um höherfrequente Phänomene unter Kopplung mehrerer Subsysteme geht, bietet der objektorientierte Ansatz auch für komplexe Fragestellungen eine übersichtliche Darstellung der Modellphysik.

Da jedoch die Parametrierung auf Subsystemebene sowie die Auswertung auf Gesamtfahrzeugebene an eine methodische Verarbeitung der auftretenden Bewegungen und Kräfte aus Messung und/oder Simulation gebunden ist, wird für diesen Anwendungsfall MATLAB eingesetzt.

Der strukturelle Aufbau des Modells wird in Abbildung 5.1 wiedergegeben.

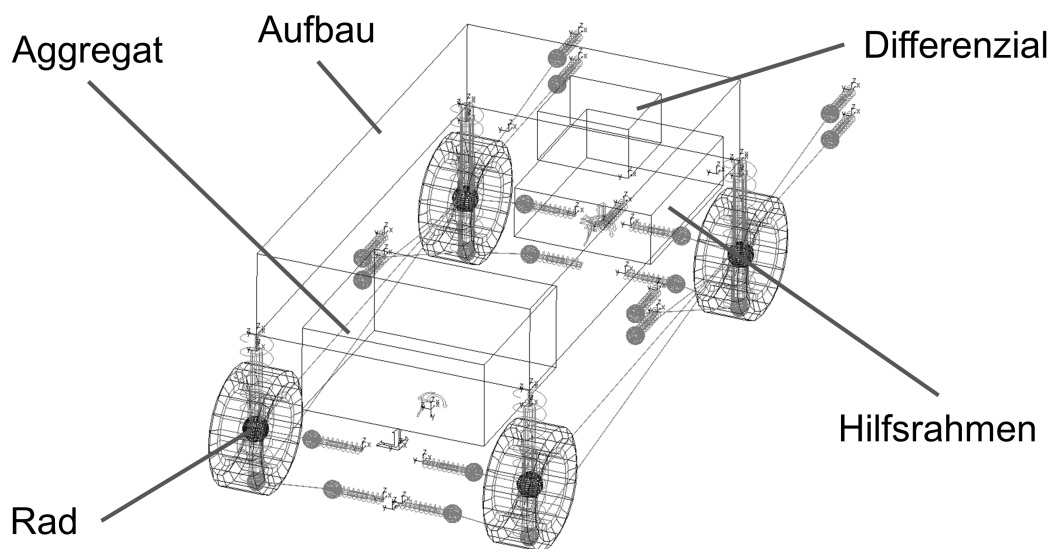


Abbildung 5.1.: Struktureller Aufbau des in der Arbeit verwendeten Subsystemmodellansatzes auf Gesamtfahrzeugebene

Das dargestellte Modell besteht aus acht frei schwingbar gelagerten Massen. Die Unterteilung der Subsysteme folgt dabei den Analysen aus Kapitel 4. Sowohl Aggregat, Hilfsrahmen als auch Differenzial besitzen jeweils sechs Freiheitsgrade, während die Drehung um die z-Achse (Gieren) beim Aufbau gesperrt und bei den Rädern vorgegeben ist. Freie Bewegungen in den übrigen Raumrichtungen sind jedoch möglich. Demnach besitzt das Modell



insgesamt 43 Freiheitsgrade, in denen freie Schwingungen auftreten können, was im Verhältnis zu einem für den gleichen Gültigkeitsbereich eingesetzten MKS-Modell eine verhältnismäßig geringe Anzahl ist. Die Modellierung der Übertragungseigenschaften zwischen den einzelnen Massen erfolgt auf Basis von Greybox-Modellen ohne Berücksichtigung einzelner Komponentenparameter, welche das unter Verwendung der Blackbox-Betrachtungsweise (vgl. Unterabschnitt 3.3.1) definierte Systemverhalten abbilden. Der Modellaufbau kann in dem Sinne als prozessorientierte Synthese aus physikalisch-mechanischer und phänomenologischer Modellierung (vgl. [Ada14, S. 29]) betrachtet werden. Einerseits steht die konzeptunabhängige Modellierung zwischen den Ein- und Ausgängen der Subsysteme im Vordergrund, andererseits basieren die Modellansätze größtenteils auf physikalischen Prinzipien. In dem Zusammenhang ist es zielführend, modulare Modellstrukturen, welche ebenfalls auf Komponentenebene angewandt werden (vgl. auch [Ber98a, Ber98b, SDR11, KÇHK12]), auf Subsystemebene zu übertragen.

Für den Modellaufbau sowie dessen Anwendung ist es von wesentlicher Bedeutung, ob Simulationen im Zeit- oder Frequenzbereich durchgeführt werden. Die Simulation im Frequenzbereich zeichnet sich dabei durch eine hohe Geschwindigkeit bei gleichzeitig guter Analysefähigkeit der Transferpfade aus, da sich die Beiträge zu einem Ausgangssignal mittels einzelner Übertragungsfunktionen gut nachvollziehen lassen. Zusätzlich können beliebige Übertragungsfunktionen zur Systembeschreibung verwendet werden. Nachteilig ist jedoch, dass bei den dafür benötigten Frequenztransformationen (beispielsweise, wenn ein Anregungssignal nur als Zeitsignal vorliegt) ein numerisch bedingter Verlust an Informationen auftreten kann. Das wirkt sich auch auf die Ergebnisqualität aus. Weiterhin sind nichtlineare Phänomene wie beispielsweise Progressionen, Reibung, kinematische Effekte oder nichtlineare Dämpfungsansätze (vgl. [CDGL06, S. 340]) nur bedingt in Frequenzbereichsmodellen umsetzbar. Im Zeitbereich wiederum können viele nichtlineare Phänomene berücksichtigt werden [CDGL06, S. 340]. Darüber hinaus basieren viele Methoden zur Bewertung des Fahrkomforts (vgl. Unterabschnitt 2.2.2) auf Simulationen und Auswertungen im Zeitbereich. Da die Abbildbarkeit nichtlinearer Phänomene, die Modellierung auf physikalischer Basis⁵⁶ und die korrekte Durchführbarkeit von Fahrkomfort-Manövern im Vordergrund stehen, liegt der Fokus in der vorliegenden Arbeit auf Simulationen im Zeitbereich.

In den folgenden Abschnitten werden zunächst die Kriterien zur Auswahl von Subsystemkennwerten/-parametern erläutert. Anschließend wird ein allgemeingültiger nichtlinearer Ansatz für elastisch gelagerte Subsysteme beschrieben. Daraufhin werden die Modellansätze zur Abbildung der Übertragungseigenschaften der einzelnen Subsysteme gemäß Kapitel 4 dargestellt.

Es gilt zu erwähnen, dass der Reifen als Übertragungsglied zwischen Straße und reifengefederter Masse zwar wesentlichen Einfluss auf das komfortrelevante Gesamtfahrzeugverhalten hat, jedoch im Weiteren der Fokus auf den übrigen Subsystemen liegt. Die Entwicklung eines für die Subsysteme geeigneten Reifenmodells geht wiederum über den Rahmen dieser Arbeit hinaus. Um die korrekte Rückkopplung des Gesamtfahrzeugmodells zu einem derartigen Modell zu gewährleisten, wird die Reifenschnittstelle modular integriert. Dadurch lassen sich beliebige Reifenmodelle ankoppeln, welche analog zu komplexen Komponentenmodellen auf einem geeigneten Reifenprüfstand bedatet werden können. Auch in dem Fall ist eine ausreichend hohe Ergebnisgüte bei gleichzeitig hoher Simulationsgeschwindigkeit gefordert. Beispielsweise ist MF-SWIFT (vgl. Unterabschnitt 2.4.3) in der Lage, die Effekte, welche bei Fahrkomfort-Manövern in dem definierten Frequenzbereich auftreten, bei verhältnismäßig geringer Rechenzeit abzubilden und ist damit für ein Gesamtfahrzeug-Subsystemmodell geeignet.

⁵⁶Durch die Modellierung auf physikalischer Basis wird die Anwendung beliebiger Übertragungsfunktionen zur Systembeschreibung vermieden.



5.1. KRITERIEN ZUR AUSWAHL VON SUBSYSTEMKENNWERTEN

Wie bereits erläutert, liegt der Fokus der vorliegenden Arbeit nicht darauf ein Gesamtfahrzeugmodell zu entwickeln, welches komplexere Phänomene als Komponentenmodelle nach dem Stand der Technik abbilden kann. Vielmehr steht die Entwicklung einer anwendungsgerechten Methodik auf Subsystemebene im Vordergrund, welche hinsichtlich der Untersuchungsmöglichkeiten Einschränkungen haben kann, sofern diese für deren zuverlässigen Einsatz im Prozess notwendig sind. Deshalb müssen Kriterien definiert werden, nach denen sich die Auswahl geeigneter Subsystemkennwerte richtet. Für die vorliegende Arbeit werden diese in Analogie zu [APK18] wie folgt definiert:

- **Signifikanter Einfluss auf Gesamtfahrzeugebene**

Da das Subsystemmodell eine ausreichende Prognosegüte bei gleichzeitig minimaler Komplexität erreichen soll, ist es wichtig, dass nur die Parameter berücksichtigt werden, welche einen signifikanten Einfluss auf das Schwingungsverhalten des Gesamtfahrzeugs haben, während unwichtigere Parameter vernachlässigt werden. Auf Basis eines definierten quantitativen Einflusses, sind diese jeweils in Abhängigkeit des zu untersuchenden Betriebsbereichs zu identifizieren. Dadurch wird eine schnelle Parametrierung und Anwendung gewährleistet.

- **Bezug zur Subsystemebene**

Um die Konzeptunabhängigkeit des Modells beizubehalten, müssen die verwendeten Parameter einen Bezug zur Subsystemebene haben, ohne auf Komponenteneigenschaften zu referenzieren. Dadurch wird eine konzeptunabhängige Simulation in frühen Prozessphasen ohne Kenntnis von Komponentenstrukturen (beispielsweise eines Achskonzepts) ermöglicht.

- **Verfügbarkeit und Zuverlässigkeit im Entwicklungsprozess**

Zu Beginn der Modellanwendung zwischen Gesamtfahrzeug- und Subsystemebene müssen die verwendeten Konzeptparameter bereits bekannt sein oder sich durch einfache Prüfstandsmessungen bestimmen lassen. Nur so ist die zuverlässige Anwendung in einem begrenzten Zeitabschnitt gegeben.

- **Zusammenhang zu geläufigen Prozessparametern**

Von einem praktischen Standpunkt aus gesehen, ist es für eine geeignete Handhabung des Modells sowie für die Kommunikation der Anwender vorteilhaft, wenn Parameter eingesetzt werden, welche bereits im Prozess etabliert sind und keine spezielle abstrakte Denkweise erfordern.

- **Korrelation zu anderen Modellen**

In Kombination mit der Anwendung weiterer Modelle, wie beispielsweise Ein- und Zweispurmodellen in der Fahrdynamik (vgl. Unterabschnitt 2.1.1), wird ein effizienter Prozess sichergestellt, wenn ähnliche Parameter verwendet werden. Dadurch wird die Vergleichbarkeit von Parameterauswirkungen auf verschiedene Disziplinen sichergestellt und gleichzeitig ist eine optimale Ausgangssituation für eine zukünftige Modellintegration gegeben.

Die im Weiteren dargestellten Modellansätze basieren auf den genannten Kriterien.



5.2. ALLGEMEINGÜLTIGER NICHTLINEARER ABSTRAKTIONSANSATZ FÜR SUBSYSTEME

Zur Lagerung von Subsystemen innerhalb des Gesamtfahrzeugs existieren verschiedene Konzepte, wie sie beispielsweise bereits in Unterabschnitt 2.4.4 am Beispiel des Aggregats erläutert worden. Im Gegensatz zum Fahrwerk liegen bei Aggregat, hinterem Hilfsrahmen und hinterem Differenzial des gegebenen Referenzfahrzeuges ausschließlich elastische Lagerungen vor. Davon ausgehend, dass diese Lagerungsart ebenfalls in anderen Fahrzeugtypen sowie für weitere Subsysteme zur Anwendung kommt, wird für den Fall ein einheitlicher Modellierungsansatz formuliert. Dieser wird anschließend in unterschiedlicher Ausprägung für Aggregat-, Hilfsrahmen- und Differenziallagerung angewandt.

Das Ziel der vorliegenden Methode liegt darin, einen der Komponentenebene möglichst gleichwertigen Modellansatz zu entwickeln, welcher einerseits konzeptunabhängig ist und andererseits redundante Parameter der vorliegenden Lagerung eliminiert. Um das zu gewährleisten, wird für das Verhalten des Körpers auf Subsystemebene gegenüber der Komponentenebene gefordert, dass sich der Körper einerseits statisch unabhängig vom Kraftangriffspunkt gleich bewegt und andererseits modale Kenngrößen identisch sein müssen, sodass das dynamische Verhalten des Körpers ebenfalls gleich ist. Deshalb wird in dem vorliegenden Fall ausschließlich die Lagerung bzw. die statische und dynamische Steifigkeitsmatrix abstrahiert, während die Masseneigenschaften des zugehörigen Subsystemkörpers gleich bleiben. Dadurch wird die gleichwertige Abbildung des statischen und dynamischen Verhaltens gewährleistet.

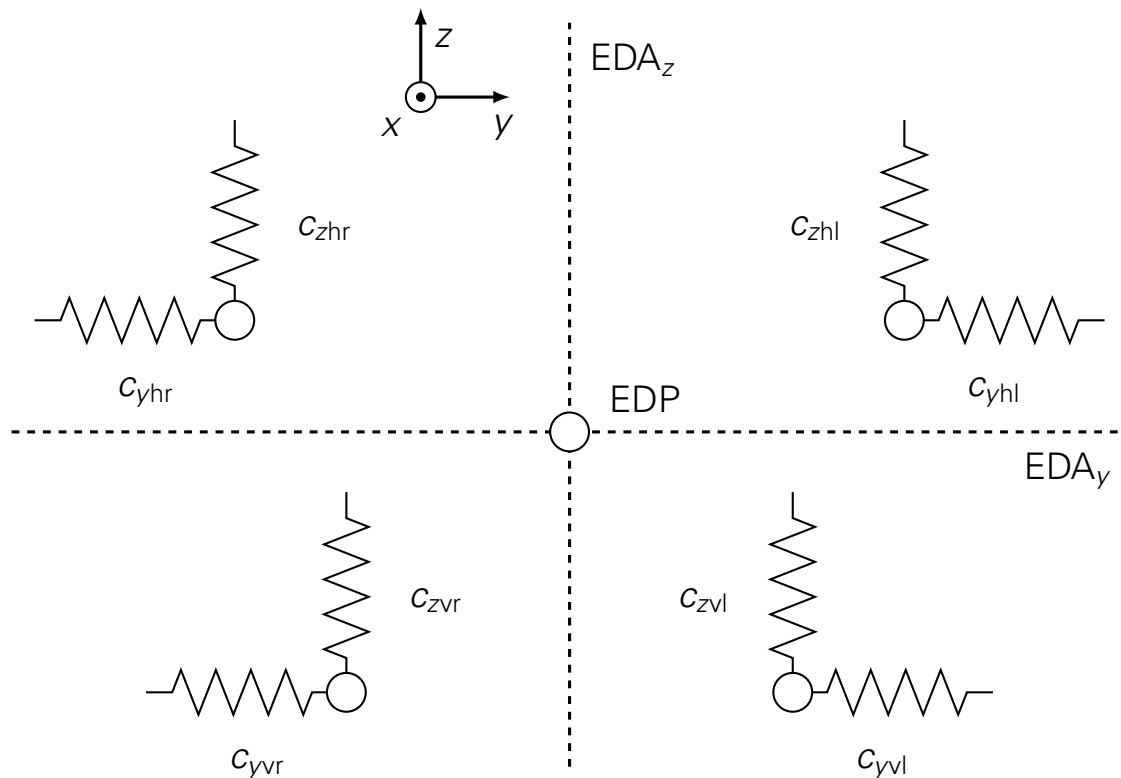
5.2.1. FORMULIERUNG MITTELS ELASTISCHER DREHPOLE

Das Vorgehen der Abstraktionsmethode wird zunächst anhand der statischen Systemeigenschaften erläutert. Grundsätzlich lässt sich die Steifigkeitsmatrix eines Systems in jedem beliebigen Punkt definieren, sodass eine 6×6 Steifigkeitsmatrix \mathbf{C} aus Gleichung 3.8 vorliegt. Dabei ist deren Formulierung im Schwerpunkt des Subsystemkörpers naheliegend, vgl. Unterabschnitt 4.4.1. Unabhängig davon handelt es sich hierbei um eine komplexe Darstellung mit vielen Kopplungen zwischen den Freiheitsgraden, welche für den Systementwickler nur schwer handhabbar ist. Um das System dahingehend übersichtlicher zu gestalten, ist eine Elimination der Nebenterme der verwendeten Matrizen zielführend, sodass nur unidirektionale Steifigkeiten vorliegen.

Die Nebenterme der Matrix kommen durch Lage, Orientierung und Steifigkeiten der einzelnen Gummilager im Verhältnis zum Kraftangriffspunkt zustande. Beispielsweise kann bei Aufbringung einer Vertikalkraft auf den Subsystemkörper ebenfalls eine Rotationsbewegung auftreten. In Anlehnung an Unterabschnitt 3.3.2 lässt sich das damit verbundene Systemverhalten beispielsweise mittels einer Transformation mit den Matrizen der Eigenvektoren für die Freiheitsgrade entkoppeln und die Systemmatrix diagonalisieren. Die Beschreibung des Systems erfolgt anschließend mit linearen Steifigkeiten entlang der Eigenvektoren. Wie ebenfalls in Unterabschnitt 3.3.2 aufgeführt, existieren zur anschaulichen Systemdarstellung weiterhin Pole bzw. Achsen, an deren Koordinaten unter einer Last lediglich Verschiebungen/Drehungen in derselben Raumrichtung auftreten (im Weiteren als elastische Drehpole⁵⁷ oder elastische Drehachsen⁵⁸ bezeichnet). Gleichzeitig bedeutet das, dass die zugehörige Steifigkeitsmatrix in diesen Punkten bzw. auf diesen Achsen zwischen Translation und Rotation entkoppelt ist, sodass auch hier die zugehörigen Nebenterme null entsprechen. Der Zusammenhang zwischen EDP und EDA in einer Ebene wird in Abbildung 5.2 beispielhaft anhand der y - z -Ebene erläutert.

⁵⁷kurz: EDP

⁵⁸kurz: EDA

Abbildung 5.2.: Elastische Drehachsen und Pole am Beispiel der y - z -Ebene

Bei Aufbringen einer Kraft in z -Richtung entlang EDA_z tritt ausschließlich eine Vertikalbewegung des Körpers auf. Das gilt analog für die y -Richtung entlang EDA_y . Die Lage der Achsen hängt wiederum von den Steifigkeiten c_{yi} bzw. c_{zi} und Koordinaten der einzelnen Lager i ab. Beispielsweise führt eine Erhöhung der Steifigkeit c_{zhl} zu einer Verschiebung der y -Koordinate von EDA_z in Richtung des Lagers mit dem Index hl.

Die Lage der EDA lässt sich aus verschiedenen Ansätzen herleiten, wobei die Berechnung als Schwerpunkt der Steifigkeit in Analogie zum Massenschwerpunkt am anschaulichsten ist, vgl. Gleichung 5.1.

$$u_{EDA} = \frac{\sum_{i=1}^N c_i u_i}{\sum_{i=1}^N c_i} \quad (5.1)$$

u_{EDA} steht hierbei für die Lage der EDA in einer beliebigen Raumrichtung x , y oder z , während u_i die Koordinaten der Gummilager in derselben Raumrichtung und c_i die Steifigkeit der Gummilager in der orthogonalen Raumrichtung der jeweiligen Ebene beschreiben. Zur Bestimmung der Lage der EDA wird die Summe der Produkte der einzelnen Steifigkeiten und Lagekoordinaten durch Hochzählen der Variablen i bis zur Lageranzahl N gebildet und durch die Summe aller Steifigkeiten geteilt. Im vorliegenden Fall werden somit eine y -Koordinate von EDA_z und eine z -Koordinate von EDA_y berechnet. Sofern die davon unabhängige x -Koordinate beider Punkte zusammenfällt, ergibt sich in Anlehnung an Abbildung 5.2 im zweidimensionalen Raum ein Schnittpunkt, welcher die Achsen in einem einzelnen EDP mit jeweils zwei Koordinaten zusammenfasst.

Im dreidimensionalen Raum liegen somit insgesamt drei EDA mit jeweils zwei Lagekoordinaten vor. Entlang der einzelnen Achsen können nun Ersatzsteifigkeiten angekoppelt werden, welche komponentenunabhängig die Subsystemsteifigkeit in der jeweiligen Raumrichtung



beschreiben. Weiterhin werden auch drei orthogonale rotatorische Steifigkeiten festgelegt. Die Steifigkeitsmatrix ist entlang der EDA für die jeweilige Ebene zwischen translatorischen und rotatorischen Freiheitsgraden entkoppelt.

Unabhängig davon können sowohl translatorische als auch rotatorische Freiheitsgrade untereinander gekoppelt sein. Im Ersatzmodell wird das durch Schrägstellung der zugehörigen Steifigkeiten erreicht, wie es auch in [INN07] anhand der "Principal elastic axes" gezeigt wird. Die Berechnung der zugehörigen Steifigkeiten und deren Orientierung in globalen Koordinaten aus der Steifigkeitsmatrix ist mittels der Modalanalyse nach Unterabschnitt 3.3.2 möglich. Deren Notwendigkeit wird auch nochmal im folgenden Unterabschnitt erläutert.

5.2.2. VEREINFACHUNGEN DURCH SYMMETRISCHE SYSTEME

Die im Kraftfahrzeug verwendeten elastischen Lagerungskonzepte weisen Eigenschaften auf, welche eine Vereinfachung des im vorherigen Abschnitt vorgestellten Ansatzes erlauben. Es wird vorausgesetzt, dass die Systeme eine symmetrische Lagerung gegenüber der x-z-Ebene haben, wie auch bereits in Abschnitt 4.3 und Abschnitt 4.4 am Beispiel von hinterem Hilfsrahmen, Differenzial und Aggregat (für die das unter bestimmten Randbedingungen zutrifft) erläutert wird. Weiterhin sind die Longitudinalsteifigkeiten der Lager parallel zu der globalen x-Koordinate des Gesamtfahrzeugs orientiert. Dadurch werden bezogen auf das Subsystem folgende Randbedingungen festgelegt:

- Die translatorischen Freiheitsgrade sind voneinander entkoppelt, sodass gilt $C_{xy} = C_{xz} = C_{yz} = 0$.
- Der Freiheitsgrad r_y wird von den übrigen Rotationsrichtungen entkoppelt, sodass gilt $C_{r_x r_y} = C_{r_y r_z} = 0$.
- Die y-Koordinaten der EDA_x und EDA_z in der y-z- und x-y-Ebene liegen in der Mitte der Fahrzeugs, sodass sich die zugehörigen Achsen schneiden und einen gemeinsamen EDP_{xz} bilden, welcher durch zwei Koordinaten ausreichend beschrieben ist.
- In Analogie zu Unterabschnitt 4.4.1 lässt sich das System dynamisch in zwei Modengruppen aus $\{x, z, r_y\}$ sowie $\{y, r_x, r_z\}$ aufteilen.

Abgesehen von den genannten Randbedingungen können die Rotationsfreiheitsgrade r_x und r_z weiterhin miteinander gekoppelt sein, sofern ein longitudinaler und vertikaler Versatz zwischen vorderen und hinteren Lagern besteht. Dies wird anhand von Abbildung 5.3 erläutert.

Infolge eines Giermomentes M_z um den EDP entstehen in Abhängigkeit von den Hebelarmen x_v und x_h die Querkräfte F_{y_v} und F_{y_h} in den vorderen und hinteren Gummilagern, welche orthogonal zur Betrachtungsebene wirken und mit den Hebelarmen z_v und z_h in Vertikalrichtung ein Moment M_x um die Longitudinalachse erzeugen. Demnach entsteht in dem Fall infolge eines Giermomentes auch immer ein Wankmoment und umgekehrt, weshalb der Term $C_{r_x r_z}$ weiterhin besetzt ist.

Zur vollständigen gleichwertigen Beschreibung des symmetrischen Systems muss daher der Term $C_{r_x r_z}$ weiterhin berücksichtigt werden. Alternativ lässt sich die Eigenschaft durch Verdrehung der Rotationssteifigkeiten C_{r_x} und C_{r_z} um die y-Achse abbilden. Ebenso können auch die jeweils zusammengefassten Quersteifigkeiten der vorderen und hinteren Lager beibehalten werden, ohne diese in einer gemeinsamen EDA_y abzubilden.

Die Formeln zur Berechnung zusammengefasster Steifigkeiten sowie der Lage der EDP sind in Gleichung 5.2 bis Gleichung 5.8 wiedergegeben. Dabei wird einerseits ein EDP_{xz} zur Ankopplung von Längs- und Vertikalsteifigkeiten gemäß der obigen Beschreibung berücksichtigt. Weiterhin existiert ein davon unabhängiger EDP_y, welcher die Quersteifigkeiten zusammenfasst.

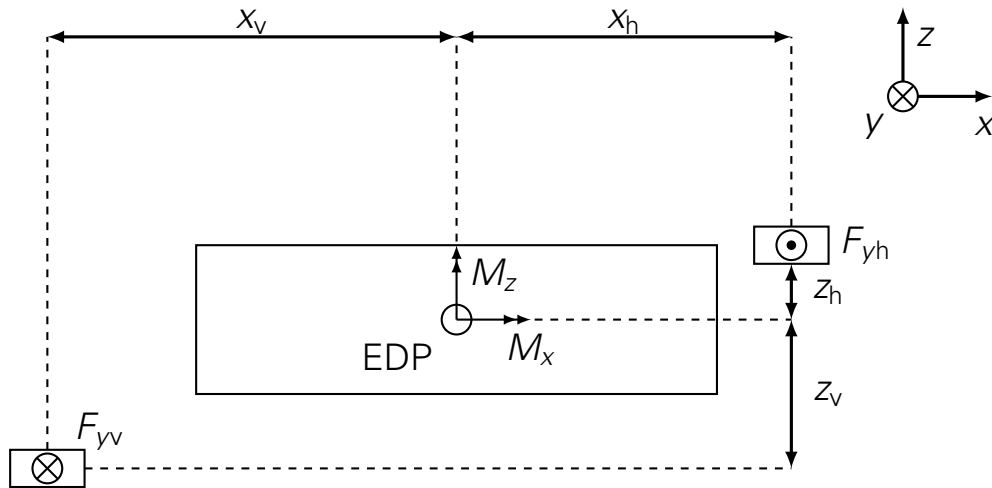


Abbildung 5.3.: Kopplung der Rotationen um die x- und z-Achse aufgrund von Lagerquersteifigkeiten

$$c_{x_EDP/y_EDP/z_EDP} = \sum_{i=1}^N (\mathbf{C}_i)_{xx/yy/zz} \quad (5.2)$$

$$c_{r_x_EDP/r_y_EDP/r_z_EDP} = \sum_{i=1}^N \left(\mathbf{V}_1 \mathbf{C}_i \mathbf{V}_2^{-1} \right)_{r_x r_x / r_y r_y / r_z r_z} \quad (5.3)$$

$$c_{r_x r_z_EDP} = \sum_{i=1}^N \left(\mathbf{V}_1 \mathbf{C}_i \mathbf{V}_2^{-1} \right)_{r_x r_z} \quad (5.4)$$

$$X_{EDP_{xz}} = \frac{\sum_{i=1}^N (\mathbf{C}_i)_{zz} X_i}{\sum_{i=1}^N (\mathbf{C}_i)_{zz}} \quad (5.5)$$

$$Z_{EDP_{xz}} = \frac{\sum_{i=1}^N (\mathbf{C}_i)_{xx} Z_i}{\sum_{i=1}^N (\mathbf{C}_i)_{xx}} \quad (5.6)$$

$$X_{EDP_y} = \frac{\sum_{i=1}^N (\mathbf{C}_i)_{yy} X_i}{\sum_{i=1}^N (\mathbf{C}_i)_{yy}} \quad (5.7)$$

$$Z_{EDP_y} = \frac{\sum_{i=1}^N (\mathbf{C}_i)_{yy} Z_i}{\sum_{i=1}^N (\mathbf{C}_i)_{yy}} \quad (5.8)$$

In dem Zusammenhang beschreiben c_{x_EDP} bis $c_{r_x r_z_EDP}$ aus Gleichung 5.2 bis Gleichung 5.4 die globalen Steifigkeiten im EDP. Eine Ausnahme bildet hierbei die Quersteifigkeit, welche im EDP_y definiert ist. Die Variable i steht für den Zählindex des aktuellen Lagers und wird bis zur Lageranzahl N hochgezählt. \mathbf{C}_i beschreibt wiederum die Steifigkeitsmatrix des jeweiligen Lagers in globalen Koordinaten. Die an den Klammern angetragenen Indizes stehen für den verwendeten Eintrag der Matrix. Beispielsweise steht $(\mathbf{C}_1)_{xx}$ für die Steifigkeit des ersten Lagers, welche aus Längskraft und zugehöriger Längsverformung in globalen Koordinaten resultiert. Während die translatorischen Steifigkeiten im EDP_{xz} grundsätzlich durch eine Summe der Einzelsteifigkeiten in den jeweiligen Raumrichtungen beschrieben ist, erfordern die Rotationssteifigkeiten eine Transformation der Steifigkeitsmatrizen \mathbf{C}_i der einzelnen Lager von deren Anbindungspunkt auf den EDP_{xz} . Dies erfolgt mittels der Formeln, welche in



Abschnitt A.1 dargestellt sind und die Transformationsmatrizen V_1 und V_2 verwenden. $x_{EDP_{xz}}$ und $z_{EDP_{xz}}$ sowie x_{EDP_y} und z_{EDP_y} stehen jeweils für die Longitudinal- und Vertikalkoordinaten des EDP_{xz} und EDP_y .

An dieser Stelle sei erwähnt, dass die Vorgehensweise analog für viskose Dämpfungselemente durchführbar ist. Diese besitzen infolgedessen ebenfalls eigene EDA_k , welche nicht zwangsweise mit denen der Steifigkeiten zusammenfallen. Um die Komplexität in der Auslegung zu minimieren, ist diese Annahme jedoch in den meisten Fällen zielführend.

5.2.3. DISKUSSION DES ANSATZES

Für die weitere Anwendung ist es von Bedeutung, welche Vorteile und Einschränkungen die dargestellte Methode besitzt. Diese werden wie folgt zusammenfasst:

- **Klare Abtrennung zwischen Subsystem- und Komponenteneigenschaften und allgemeingültige Anwendbarkeit**

Der Ansatz ist konzeptunabhängig, d.h. das Modell kann unabhängig von Anzahl, Lage, Orientierung und linearen Steifigkeiten der Lager angewandt werden, wobei weiterhin gleichwertige Ergebnisse erzeugt werden. Unabhängig vom Subsystem ist das Verfahren daher für beliebige elastische Lagerungen anwendbar und erlaubt die Ableitung von Gesamtfahrzeugkennwerten auf Subsystemebene ohne auf Komponenteneigenschaften zu referenzieren.

- **Reduzierte, übersichtliche Parameterzahl**

Redundante Parameter werden eliminiert, sodass eine schnellere Simulation sowie Parametrierung ermöglicht wird.

- **Orientierung im globalen Fahrzeugkoordinatensystem**

Das Konzept erlaubt die Definition von Steifigkeiten in den globalen Raumrichtungen in Analogie zu konventionellen Kennwerten des Fahrwerks, wie Längs-, Quer- und Vertikalsteifigkeit. Eine Abstimmung in den einzelnen Raumrichtungen wird somit begünstigt.

- **Einfachere Auslegung modaler Kenngrößen**

Wenn EDP und Schwerpunkt lage aufeinanderfallen, dann findet zusätzlich eine Entkopplung der Moden innerhalb der Modengruppen statt, vgl. Unterabschnitt 5.2.2. Wenn die zugehörigen Steifigkeiten variiert werden, dann können dadurch die Moden unabhängig voneinander ausgelegt werden. Die Kopplung von Moden wird durch eine Verschiebung des Massenschwerpunkts gegenüber dem EDP realisiert. Auf Komponentenebene ist eine vergleichbare singuläre Variation von Subsystemsteifigkeiten aufwendiger.

- **Abbildbarkeit von Nichtlinearitäten**

Bei Entkopplung der Freiheitsgrade mittels Modalanalyse sorgen sich verändernde reale und imaginäre Lagersteifigkeiten für eine ständige Neuorientierung der Eigenvektoren der modalen Übertragungsmatrix. Die Abbildbarkeit des Systems im Zeitbereich mit Hilfe einer an Eigenvektoren orientierten Übertragungsmatrix wird dadurch verhindert. Darüber hinaus ist die Interpretierbarkeit der Parameter durch den Anwender erschwert. Bei der vorliegenden Methode resultieren sich verändernde Realsteifigkeiten (z.B. durch Progressionen oder dynamische Effekte) in einer Verschiebung der EDP-Koordinaten, welche im Sinne einer einfachen Anwendbarkeit vernachlässigt wird. Unabhängig davon lassen sich die Auswirkungen von Nichtlinearitäten auf das



Schwingungssystem auf Subsystemebene untersuchen. Beispielsweise können Progression in der Längssteifigkeit (wie sie z.B. bei der Hilfsrahmenlagerung auftreten) in der Längssteifigkeit am EDP_{xz} berücksichtigt werden. Nichtlineare veränderliche Real- und Imaginärsteifigkeiten der Komponenten, welche beispielsweise bei Hydroslagern auftreten, werden in dem Ansatz nicht berücksichtigt. Um das Verhalten auf Komponentenebene korrekt reproduzieren zu können, ist daher die Abbildung der Hydrolagerterme auf Komponentenebene weiterhin erforderlich.

Der Ansatz der Modellierung mit Hilfe von EDP ist grundsätzlich mit der phänomenologischen Abbildung über Kennlinien aus konventionellen Subsystemmodellen der Querdynamik vergleichbar, da beispielsweise die Abbildung der Verschiebung eines Punktes infolge einer äußeren Kraft als Kennlinie äquivalent zur Modellierung mittels eines nichtlinearen Federelementes ist. Hinsichtlich der Systembeschreibung stellen die konventionellen phänomenologischen Kennlinien jedoch nicht zwangsweise den einfachsten Modellansatz dar sowie können diese nur eingeschränkt zur Abbildung dynamischer Schwingungen verwendet werden. Das hängt damit zusammen, dass in dem Fall ebenfalls Bewegungen als Kennlinien vorgegeben sein können (beispielsweise die Radstellung beim Einfedern), sodass in den zugehörigen Freiheitsgraden keine freien Schwingungen möglich sind. Weiterhin werden die das System beschreibenden Kennlinien so ausgewählt, dass bestimmte Lastfälle durch diese ausreichend beschrieben werden. Die übrigen Kopplungen zwischen den Freiheitsgraden werden in dem Fall nicht berücksichtigt, welche in Wechselwirkung mit dynamischen Massenkräften jedoch von Bedeutung sein können. Entsprechend ist das dadurch abgebildete Systemverhalten mechanisch nicht gleichwertig zu dem von Komponentenmodellen. Die Zahl der benötigten Kennlinien zur Kopplung aller Freiheitsgrade ist wiederum vergleichsweise hoch. Das vorgestellte Vorgehen entspricht der Positionierung der Federn bzw. Kennlinien an geeigneten Punkten, sodass die elastische Lagerung für alle Lastfälle auch dynamisch korrekt abgebildet und nur eine minimale Zahl von Kennlinien benötigt wird.

5.3. SUBSYSTEMMODELLIERUNG DES FAHRWERKS

Die Abbildung der Fahrwerkseigenschaften mittels eines phänomenologischen kennlinienbasierten Modells, welches in konventionellen Modellen der Querdynamik angewandt wird, stellt eine Methode zur verständlichen Abbildung der auftretenden Systemeffekte dar. Hinsichtlich höherfrequenter Phänomene sind die zumeist statisch basierten mehrdimensionalen Beziehungen zwischen Rad und Aufbau jedoch nicht ausreichend. Wie bereits in Abschnitt 4.2 erläutert, lässt sich das Fahrwerk weiterhin mit Hilfe einer Übertragungsmatrix bzw. entsprechenden Steifigkeits- und Dämpfungsmatrizen, welche jeweils nichtlineare Effekte einbeziehen, auf Subsystemebene dynamisch beschreiben. Nachteilig ist hierbei, dass die Matrizen wegen ihrer Vielzahl an Parametern sehr komplex sind und einen hohen Parametrierungsaufwand erfordern. Um einen optimalen Kompromiss aus Abbildungsgenauigkeit, Verständlichkeit und Parametrierbarkeit der Modellierung zu erhalten, wird die Fahrwerksdynamik gemäß Abbildung 5.4 als eine Synthese aus nichtlinearen phänomenologischen und physikalisch-mechanischen Modellanteilen abgebildet. Demnach wird das Übertragungsverhalten des Fahrwerks (hier durch die Übertragungsmatrix H_F ausgedrückt) in verschiedene Pfade aufgeteilt, wodurch einerseits eine möglichst gleichwertige radbezogene Systemgenauigkeit erreicht werden soll, die einzelnen Modelle mechanisch-physikalisch interpretierbare Elemente enthalten sowie geeignete Parametrierungsroutinen definiert werden können. Die zugehörigen Eigenschaften lassen sich äquivalent aus den Matrixtermen berechnen, vgl. Unterabschnitt 4.2.1.

Die Modellierung der Übertragungseigenschaften erfolgt mittels eines kinematischen sowie eines elastokinematischen Modells mit zusätzlicher expliziter Abbildung der Übertragungs-

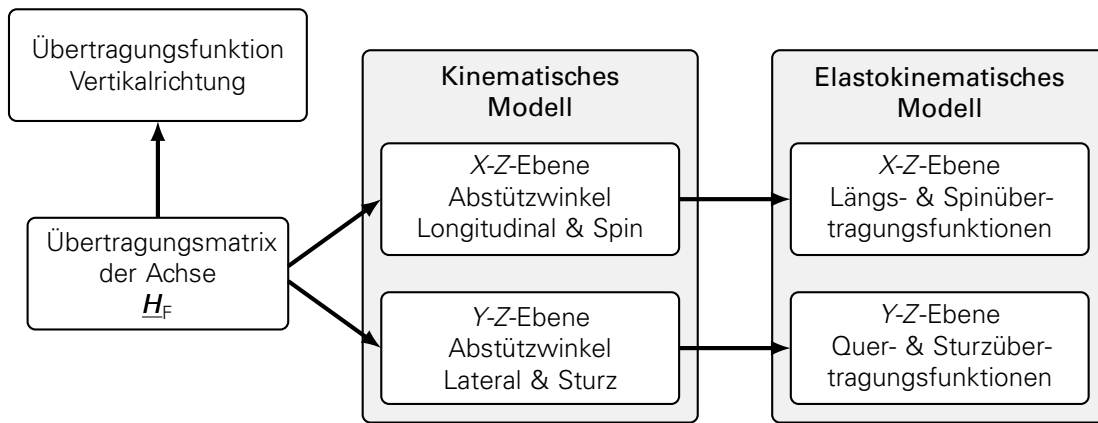


Abbildung 5.4.: Systematische Aufteilung des Achsübertragungsverhaltens in verschiedene Pfade

eigenschaften in Vertikalrichtung. Dies entspricht der Aufteilung der Übertragungsmatrix des Fahrwerks \underline{H}_F in eine Kinematik- und eine Elastikmatrix. Im kinematischen Modell sind implizit die Abstützwinkel bzw. die Nick- und Wankpole enthalten. Die statischen und dynamischen Steifigkeiten, welche maßgeblich für die dynamischen Eigenformen des Systems sind, werden im elastokinematischen Modell und der Übertragungsfunktion in Vertikalrichtung abgebildet. Die Aufbaubewegung resultiert damit aus einer Superposition der Systemreaktionen in den verschiedenen Pfaden anstelle aus einer reinen Drehung um kinematische Nick- oder Wankpole.

Die Struktur für die Modellierung der Achse kann als Transformation der Eigenschaften in globale radbezogene Koordinaten verstanden werden. Durch die Übersetzung der kumulierten Komponenteneigenschaften auf das Rad werden einzelne komponentenbezogene Transferpfade und damit auch zugehörige Schnittkräfte vernachlässigt. Diese sollen auf Subsystemebene jedoch auch nicht berücksichtigt werden. Die Eigenschaften der einzelnen Pfade aus Abbildung 5.4 werden als modularer Aufbau aus Steifigkeiten, Dämpfungen und Reibungen modelliert. Diese werden im Weiteren erläutert.

5.3.1. MODELLIERUNG DES VERTIKALEN ÜBERTRAGUNGSPFADES

Beginnend bei der statischen Vertikalsteifigkeit kann auf Subsystemebene direkt die Gesamtkennlinie aus Abbildung 4.5 übernommen werden. Dadurch werden alle statischen Effekte, welche bei Vertikaleinfederung auftreten, in einer Kennlinie zusammengefasst, ohne eine Aufteilung in einzelne Komponenten vorzunehmen. Neben den auf das Rad linear übersetzten Einzelsteifigkeiten zählen dazu ebenfalls über der Einfederung veränderliche Übersetzungen gegenüber den Komponenten. Statisch ist damit zunächst kein Genauigkeitsverlust gegenüber Komponentenmodellen zu erwarten. Die Parametrierung wird in der x-y-Ebene auf die Koordinaten des Radmittelpunktes referenziert.

Um das vollständige Übertragungsverhalten in Vertikalrichtung darzustellen, werden der statischen Steifigkeit weitere Elemente überlagert. Wie bereits in Unterabschnitt 4.2.3 und Unterabschnitt 4.2.4 ausgeführt, tragen dazu verschiedene Effekte bei. Um diese vollständig zu berücksichtigen, wird ein Modell nach Abbildung 5.5 verwendet. z_{RT} entspricht hierbei der Einfederung in Vertikalrichtung bei Annahme eines fixierten Aufbaus. F_{zA} ist die dabei am Aufbau abgestützte Vertikalkraft⁵⁹.

Abgesehen von der zuvor beschriebenen nichtlinearen statischen Vertikalsteifigkeit c_{zF}

⁵⁹Die Vertikalkraft stützt sich jedoch auch gleichermaßen am Radträger bzw. der reifengefederten Masse ab.

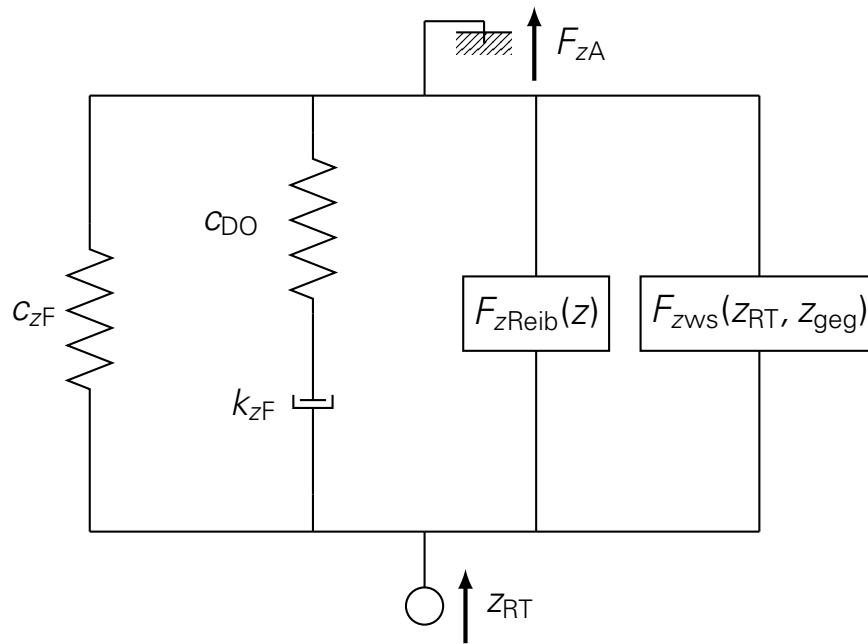


Abbildung 5.5.: Subsystemansatz für die Abbildung des dynamischen Fahrwerkverhaltens in Vertikalrichtung

wird zusätzlich ein nichtlineares viskoses Dämpfungsglied k_{zF} berücksichtigt, welches mit einer Domlagersteifigkeit c_{DO} in Reihe geschaltet wird. Der Ansatz entspricht den auf die Radmitte übersetzten Eigenschaften von Dämpfer und Domlager, weshalb die nichtlinearen Kennlinien dieser Elemente direkt verwendet werden können. Parallel dazu kommt ein Reibungselement zum Einsatz, welches die Kraft F_{zReib} erzeugt und in Unterabschnitt 5.3.4 noch näher erläutert wird.

Die Wechselwirkung zwischen linkem und rechtem Rad, welche vorwiegend durch die Reaktion des Stabilisators geprägt ist, wird mit Hilfe einer wechselseitigen Steifigkeit abgebildet. Die Kraftreaktion F_{zws} hängt gemäß Gleichung 5.9 linear von der Differenzeinfederung zwischen den Rädern ab, wobei c_{ws} die wechselseitige Steifigkeit, z_{RT} die Einfederung des jeweiligen Rades und z_{geg} die des jeweils gegenüberliegenden Rades bezeichnen.

$$F_{zws} = c_{ws}(z_{RT} - z_{geg}) \quad (5.9)$$

Zusätzlich entstehen in Abhängigkeit der Kinematik und Elastokinematik weitere Kräfte in Vertikalrichtung, welche jedoch durch die Ansätze in Unterabschnitt 5.3.2 und Unterabschnitt 5.3.3 berücksichtigt werden und daher unabhängig von dem dargestellten Übertragungspfad in Vertikalrichtung sind.

Es ist zu erwähnen, dass der Dämpfer, welcher im Modellansatz nach Abbildung 5.5 eingesetzt wird, auf einer VDA-Kennlinie basiert, welche gemäß den Ausführungen aus Unterabschnitt 2.4.2 nicht uneingeschränkt für alle Komfortsimulationen empfohlen wird. Da in dem dargestellten konzeptunabhängigen Ansatz jedoch explizit ein Dämpfermodell mit einer Übersetzung berücksichtigt ist, kann dieses auch gegen beliebige andere Modellierungsvarianten ausgetauscht werden, sodass die Problemstellung unabhängig von der vorgestellten Definition auf Subsystemebene ist.

5.3.2. MODELLIERUNG DER FAHRWERKSKINEMATIK

Die kinematische Bewegung der Radkoppel und die Abstützung der Kräfte werden entsprechend Unterabschnitt 4.2.1 als gekoppelt verstanden, sodass diese im Fahrzeug nicht getrennt variiert werden können. Die korrekte kinematische Anbindung muss dabei einerseits für den Radmittelpunkt gewährleistet sein, sodass sich auftretende Massenkräfte und Längskräfte beim Antreiben und bei Stoßanregung korrekt abstützen. Andererseits muss dies auch für den radträgerseitigen Radaufstandspunkt zutreffen, damit Quer- sowie Bremskräfte richtig berücksichtigt werden. Definitionsgemäß ergibt sich die korrekte Abstützung, wenn die Radhubkurve reproduziert werden kann. Dazu ist es möglich einen Momentanpol zu verwenden (vgl. Unterabschnitt 2.4.2), welcher die Kraftabstützung und die Bewegungsrichtung koppelt. Damit dieser nicht ausschließlich für einen begrenzten Betriebsbereich gilt (vgl. auch [MSSKL08]), verschiebt sich die Lage des Pols in Abhängigkeit von der Einfederung. Alternativ kann für die Darstellung der Radhubkurve eine Kreisbahn verwendet werden, welche sich durch einen festen räumlichen Drehpunkt definieren lässt. In Abbildung 5.6 (a) wird das Fitting eines Kreises auf eine Radhubkurve dargestellt. Die Referenz stellt hierbei die tatsächliche Radbewegung im radträgerseitigen Radaufstandspunkt dar. In Abbildung 5.6 (b) wird der Abstützwinkel der Querkraft in Vertikalrichtung für das Kreis-Fitting sowie für einen von der Einfederung abhängigen Momentanpol dargestellt. Die Referenz wird hierbei durch wiederholtes Aufbringen einer Querkraft bei verschiedenen Einfederungen und Berechnung des Winkels aus dem Gradienten zwischen Querkraft- und Vertikalkraftänderung bestimmt, vgl. Gleichung 4.21. Der Vergleich erfolgt auf simulativer Basis.

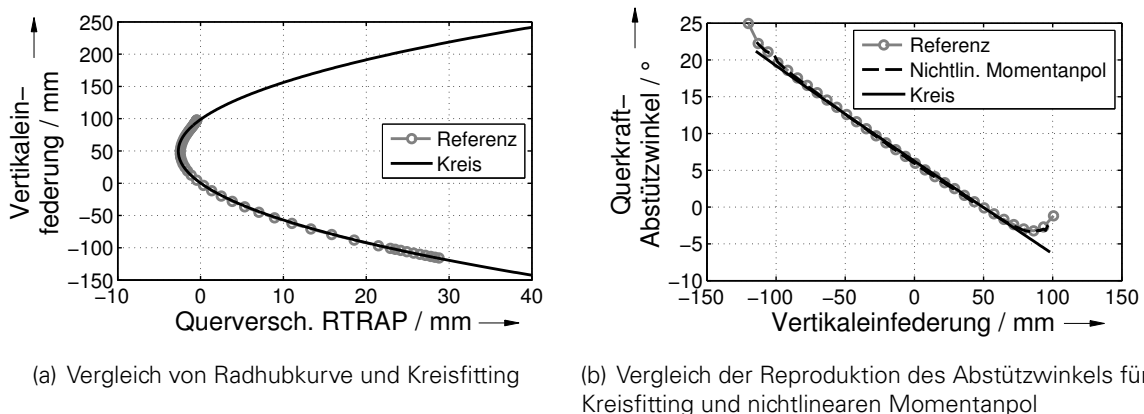


Abbildung 5.6.: Radhubkurve und Abstützwinkel infolge Querkraft über der Einfederung anhand der Vorderachse des Referenzfahrzeuges; RTRAP: radträgerseitiger Radaufstandspunkt, Simulation

Wie aus Abbildung 5.6 (a) erkennbar wird, zeigt das Fitting des Kreises auf die Radhubkurve ein sehr gutes Ergebnis, sodass die Annahme für die vorliegende Radbewegung ausreichend ist. Der Betrag der mittleren Abweichung in der Querverschiebung beläuft sich auf etwa 0,17 mm. Die Abbildung der Radhubkurve mittels eines nichtlinearen Momentanpols ist zwangsläufig korrekt, weshalb auf eine zusätzliche Darstellung verzichtet wird.

In Abbildung 5.6 (b) ist erkennbar, dass beide Methoden hinsichtlich der Kraftabstützung über einen weiten Einfederungsbereich ein genaues Ergebnis reproduzieren. Der Kreis bildet in dem Zusammenhang für den vorliegenden Betriebsbereich näherungsweise einen linearen Zusammenhang zwischen Abstützwinkel und Einfederung ab. Der Betrag der Abweichung zwischen der Referenz und dem Fitting des Kreises lässt sich für den gesamten Federweg



mit etwa $1,2^\circ$ quantifizieren. Bei sehr hohen Einfederungen von etwa -100 mm in Zug- und 70 mm in Druckrichtung zeigen sich geringe Abweichungen von der Geraden aufgrund von Nichtlinearitäten, welche sich in dem Fall nur mit Hilfe eines nichtlinearen Momentanpols abbilden lassen. Bei Analyse der mittleren Abweichung im Linearteil wird deutlich, dass diese mit $0,23^\circ$ nochmal niedriger als bei Betrachtung des gesamten Federwegs ist. Es ist davon auszugehen, dass die für den Fahrkomfort relevanten Fahrwerkschwingungen innerhalb des linearen Betriebsbereichs liegen, sodass im Weiteren die Abbildung mittels eines Kreises erfolgt. Dies hat weiterhin noch folgende Vorteile:

- Der Abstützwinkel (z.B. der Schrägfederungswinkel) sowie dessen lineare Änderungsrate lassen sich direkt für jeden Einfederungspunkt berechnen.
- Die Parametrisierung erfordert in der jeweiligen Ebene lediglich einen Bezugspunkt für die Drehung.
- Die komplette Einfederbewegung sowie die zugehörigen Abstützwinkel werden mit Hilfe eines Einfederungsmanövers parametrisiert. Das Aufbringen einer Querkraft für verschiedene Einfederungen ist in dem Zusammenhang aufwendiger.
- Die Parametrierung erfolgt für den kompletten Betriebsbereich, sodass sich Fehler gegenseitig ausmitteln. Bei schrittweiser Berechnung der Orthogonalen zur Einfederichtung können geringe Abweichungen infolge von Messungenauigkeiten zu einer deutlichen Veränderung des Winkels führen.

Bezüglich der Parametrierung sei im Weiteren auch auf Abschnitt 6.2 verwiesen.

Die Kreisbewegungen, welche die Radhubkurve reproduzieren, werden mit Hilfe von Lenkern dargestellt, welche an beiden Enden jeweils ein Kugelgelenk haben. Das eine Ende wird am Aufbau bzw. dem Hilfsrahmen, das andere Ende jeweils an einem Punkt eines Ersatzradkörpers befestigt, vgl. Abbildung 5.7.

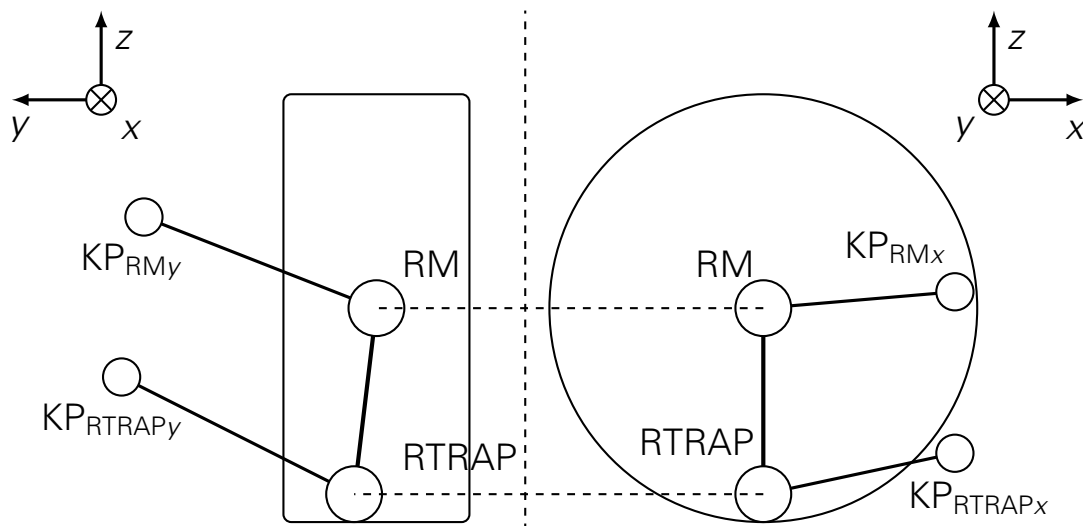


Abbildung 5.7.: Aufbau der Subsystemkinematik für die Verbindung von Aufbau und Radkoppel



Demnach existieren vier kinematische Pole ($KP_{RM_{x/y}/RTRAP_{x/y}}$), welche jeweils die Bewegung von Radmittelpunkt und radträgerseitigem Radaufstandspunkt RM bzw. RTRAP⁶⁰ des Ersatzradkörpers in der x - z - und der y - z -Ebene definieren. Die Bewegung in der x - y -Ebene wird in dem Zusammenhang vernachlässigt. Die Methode kann somit als generische Mehrlenkerachse verstanden werden, in der die Lenker an den für die Kraftabstützung relevanten Punkten angebracht sind. Durch die Verknüpfung von jeweils zwei Lenkern mit dem Radmittelpunkt und dem radträgerseitigem Radaufstandspunkt bei Sperrung oder Vorgabe des Gierfreiheitsgrades bleibt als Freiheitsgrad lediglich die Einfederbewegung übrig⁶¹, welche auf der resultierenden kinematischen Bahn erfolgt.

5.3.3. MODELLIERUNG DER FAHRWERKSELASTOKINEMATIK

Hinsichtlich der Abbildung der Achselastokinematik auf Subsystemebene wird zwischen zwei Zielstellungen unterschieden. Einerseits sollen die Bewegung der Radkoppel unter Krafteinwirkung und die Eigenfrequenzen des Rad-Achs-Verbundes möglichst präzise reproduziert werden, sodass die korrekte Abbildung der radbezogenen Steifigkeitsmatrix im Vordergrund steht. Andererseits sollen ebenfalls die in Abschnitt 4.2 erläuterten Nichtlinearitäten der Achse, wie beispielsweise Progressionen oder Reibung, integriert werden, welche in einer Steifigkeits- und Dämpfungsmatrix nur begrenzt berücksichtigt werden können. Für diesen Zweck wird ein Modell vorgeschlagen, welches auf einer Steifigkeits- und Dämpfungsmatrix der Achse in der jeweiligen Ebene basiert und welches zusätzlich mit nichtlinearen Elementen überlagert ist.

Das Vorgehen wird am Beispiel der x - z -Ebene erläutert. In dem Fall wird zunächst eine Steifigkeitsmatrix $\mathbf{C}_{EK_{x/r_y}}$ benötigt, welche die elastokinematischen Steifigkeiten für die Längs- und Spinrichtung enthält, vgl. Gleichung 5.10. Dazu zählen eine Steifigkeit in Längsrichtung $C_{E_{xx}}$, eine Steifigkeit für die Rotation um die y -Achse $C_{E_{r_y r_y}}$ sowie die Koppelterme $C_{E_{x r_y}}$ und $C_{E_{r_y x}}$. Das Vorgehen ist äquivalent für die Dämpfungsmatrix durchzuführen.

$$\mathbf{C}_{EK_{x/r_y}} = \begin{bmatrix} C_{E_{xx}} & C_{E_{x r_y}} \\ C_{E_{r_y x}} & C_{E_{r_y r_y}} \end{bmatrix} \quad (5.10)$$

Die entsprechenden Steifigkeits- und Dämpfungsmatrizen sind radbezogen und werden für eine Anbringung zwischen den kinematischen Polen KP gemäß Abbildung 5.7 und der Karosserie bzw. dem Hilfsrahmen nochmals transformiert. Dies wird im im Rahmen der Parametrierung in Unterabschnitt 6.2.1 erläutert.

Die Längssteifigkeit c_l , welche sich bei Aufbringen einer Längskraft ohne Sperrung des Spinmoments aus der Matrix $\mathbf{C}_{EK_{x/r_y}}$ ergibt, berechnet sich gemäß Gleichung 5.11.

$$c_l = C_{E_{xx}} - \frac{C_{E_{x r_y}} C_{E_{r_y x}}}{C_{E_{r_y r_y}}} \quad (5.11)$$

Die Spinsteifigkeit der Achse c_{Sp} , welche sich bei Aufbringen eines Spinmoments ohne Sperrung des Längsfreiheitsgrades ergibt, berechnet sich wiederum gemäß Gleichung 5.12.

$$c_{Sp} = C_{E_{r_y r_y}} - \frac{C_{E_{r_y x}} C_{E_{x r_y}}}{C_{E_{xx}}} \quad (5.12)$$

⁶⁰RTRAP ist in der Darstellung bewusst nicht auf Höhe eines äquivalenten Radaufstandspunktes des Reifens unterhalb RM positioniert, um zu veranschaulichen, dass diese je nach Einfederzustand nicht zwangsweise dieselben Koordinaten aufweisen und um einen zusätzlichen Sturzwinkel der Achse zu visualisieren.

⁶¹Die Aussage gilt für das dargestellte kinematische System. Im darauffolgenden elastokinematischen System existieren wiederum weitere Freiheitsgrade.



Unter Verwendung der dargelegten Matrix lässt sich ebenfalls die Abhängigkeit der Längssteifigkeit vom vertikalen Kraftangriffspunkt abbilden, wie in Abbildung 4.7 für den Radmittelpunkt und den radträgerseitigen Radaufstandspunkt dargestellt wird.

Bei der Berücksichtigung von Nichtlinearitäten liegt der Fokus auf der Reaktion infolge einer Längskraft im Radmittelpunkt, da dies am ehesten dem Betriebszustand bei der ungebremsten Überfahrt von Hindernissen entspricht. Daher wird der gegebenen Längssteifigkeit in Radmitte aus Gleichung 5.11 zusätzlich eine nichtlineare Kennlinie zur Abbildung der Progression gemäß Abbildung 4.6 überlagert.

Eine wechselseitige Steifigkeit zwischen den beiden Rädern kann in Analogie zur Vertikalrichtung durch eine von dem Differenzweg der Räder abhängige Kraft modelliert werden. Bei starr angebundenem Hilfsrahmen (vgl. Abschnitt 4.2) hat sich bei den vorliegenden Achsen jedoch gezeigt, dass diese vernachlässigbar ist. Wechselseitige Steifigkeiten, welche infolge eines elastisch gelagerten Hilfsrahmens auftreten, werden im Weiteren durch eine separate Modellierung dieses Subsystems abgebildet, vgl. Abschnitt 5.4. Daher wird im vorliegenden Subsystemansatz eine wechselseitige Steifigkeit vernachlässigt.

Zur Abbildung des vollständigen Übertragungsverhaltens der Longitudinalkraft F_{xA} gegenüber der Longitudinaleinfederung x_{RT} wird ein Ansatz nach Abbildung 5.8 vorgestellt.

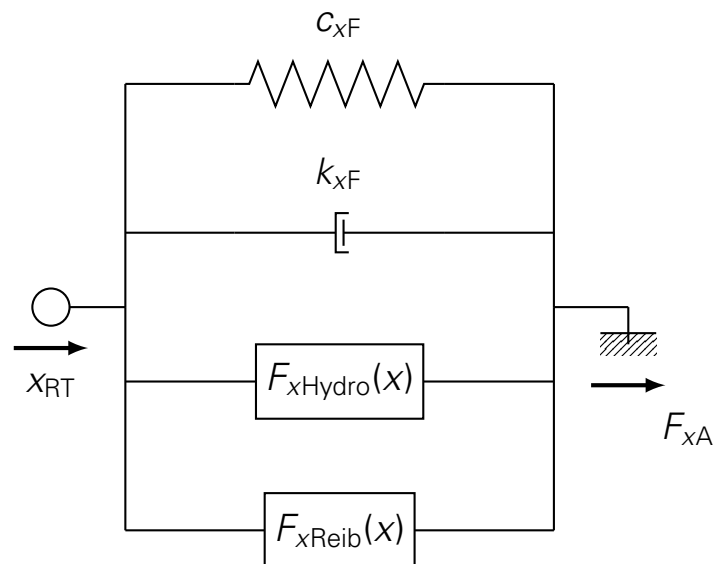
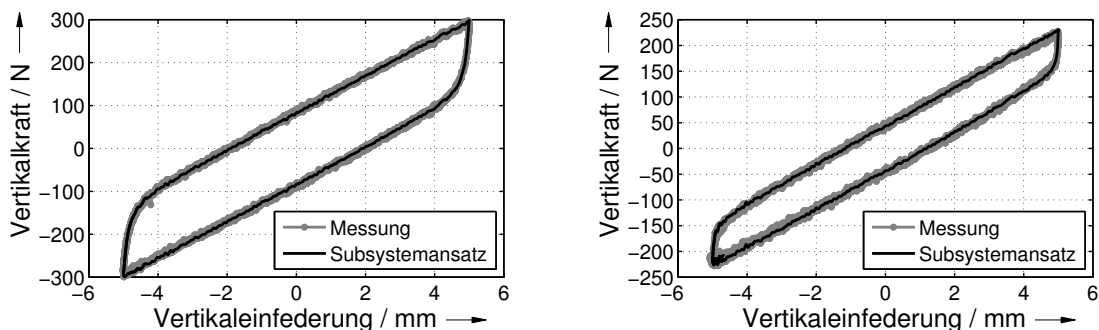


Abbildung 5.8.: Subsystemansatz für die Abbildung des dynamischen Fahrwerkverhaltens in Längsrichtung

Neben der statischen Steifigkeit c_{xF} , welche sich aus der linearen Steifigkeit c_l gemäß Gleichung 5.11 und dem zugehörigen nichtlinearen Anteil zusammensetzt, wird ein Dämpfungselement k_{xF} berücksichtigt, welches die in Unterabschnitt 4.2.4 dargestellte dynamische Verhärtung der Gummilager reproduziert. Dieses wird mit Hilfe einer Dämpfungsmatrix in Analogie zur Steifigkeitsmatrix aus Gleichung 5.10 abgebildet, deren Parameterwerte ebenfalls eine nichtlineare Amplitudenabhängigkeit aufweisen können. Da weiterhin auch Effekte infolge eines hydraulischen Lagers auftreten können, welche in den Betriebspunkten aus Unterabschnitt 4.2.4 lediglich nicht offensichtlich werden, wird für diese ein hydraulisches Element nach Unterabschnitt 2.3.2 vorgehalten. Die daraus resultierende Kraft F_{xHydro} wird mit Hilfe der Fluidsteifigkeit c_{Flx} , der Dämpfung k_{Flx} und der Fluidmasse m_{Flx} gebildet. Zusätzlich kommt auch in Längsrichtung ein Reibungselement zum Einsatz, welches die Kraft F_{xReib} erzeugt und die statische Hysterese nach Unterabschnitt 4.3.2 abbildet.

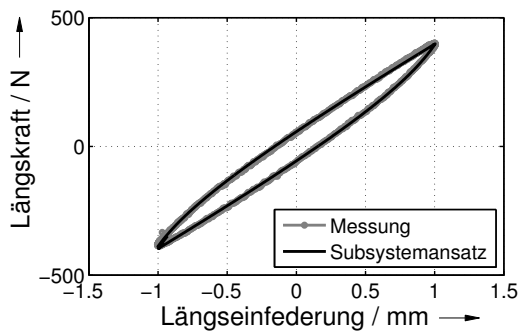
5.3.4. MODELLIERUNG DER FAHRWERKSREIBUNG

Wie aus Unterabschnitt 4.2.3 und Unterabschnitt 4.3.2 hervorgeht, zeigt das Fahrwerk bereits statisch eine charakteristische Hysterese in der Kraft-Weg-Kennlinie, welche aus Reibung in einzelnen Komponenten resultiert. Um zu prüfen, inwiefern sich diese auf Subsystem- und Gesamtfahrzeugebene auswirkt, ist es notwendig, für deren Abbildung einen geeigneten Modellansatz zu verwenden und zu parametrieren. Als Kennwert dient hierbei die bereits benannte Hysteresefläche zwischen Kraft und Weg. Die Modellierung erfolgt erneut radbezogen, um die Konzeptunabhängigkeit des Ansatzes beizubehalten. Wie in Unterabschnitt 2.3.3 beschrieben wird, existieren bereits eine Vielzahl von Modellen zur Abbildung von Reibungseffekten. Im Rahmen der vorliegenden Untersuchung werden die Ansätze nach DAHL, SEDLACZEK et al. und NAKAHARA et al. ausgewählt, wobei sich gezeigt hat, dass alle in der Lage sind, die auftretende statische Hysterese ausreichend genau abzubilden [Dah77, NMGW01, SDR11]. Am Beispiel der Dahl-Reibung wird die Übereinstimmung zwischen Messung und Simulation an Vorder- und Hinterachse für die Vertikal- und Längsrichtung in Abbildung 5.9 dargestellt.

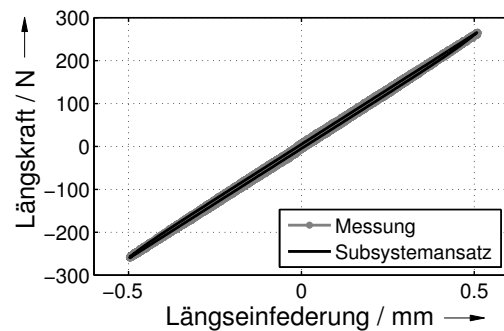


(a) Reibungsfitting in Vertikalrichtung an der Vorderachse, in Anlehnung an [APKW15]

(b) Reibungsfitting in Vertikalrichtung an der Hinterachse



(c) Reibungsfitting in Längsrichtung an der Vorderachse



(d) Reibungsfitting in Längsrichtung an der Hinterachse

Abbildung 5.9.: Statische Kraft-Weg-Hysterese des Fahrwerks in Vertikal- und Längsrichtung an Vorder- und Hinterachse und Übereinstimmung mit Subsystemansatz

Die Abweichung zwischen den gemessenen und simulierten Kräften aus den Darstellungen betragen im Mittel 5 % bis 10 %. Bei Betrachtung von Abbildung 5.9 (a) und (b) wird ebenfalls deutlich, dass die Dahl-Reibung sehr gut geeignet ist, die Kraft-Weg-Hysterese in Vertikalrichtung nachzubilden. Das gilt sowohl für den Übergangsbereich, als auch für den nachfolgenden Bereich mit nahezu konstanter Reibungskraft. Ebenso trifft das auf die Längsrichtung zu, für die die Kraft-Weg-Hysterese in Abbildung 5.9 (c) und (d) dargestellt sind. An der Hinterachse ist die Längskraft-Hysterese jedoch so gering, dass deren Ausprägung



gegenüber der Steifigkeit vernachlässigbar ist.

Auch wenn weiterhin mehrere Modelle geeignet sind, die dargestellten Hysteresen abzubilden, wird aufgrund der folgenden Aspekte das Dahl-Modell bevorzugt:

- Auch wenn das verwendete Differenzial aufgrund der eingesetzten *sgn*-Funktion unstetig ist (vgl. Gleichung 2.8), ist deren Integration stetig. Da daher die Reibungskraft ohne "Umschaltfunktionen" definiert werden kann, wird in der Simulation eine höhere numerische Stabilität und Simulationsgeschwindigkeit erreicht.
- Das Modell lässt sich im Gegensatz zu anderen Reibungsmodellen bereits durch drei unabhängige Parameter vollständig beschreiben [Rud12, S. 77], welche weiterhin mit charakteristischen Eigenschaften der Hysterese verknüpft sind, sodass das Modell übersichtlich in der Anwendung ist.
- Da die Frequenzabhängigkeit der Reibungshysterese für die vorliegenden Achsen nicht stark ausgeprägt ist, vgl. Unterabschnitt 4.2.3 und Abschnitt A.3, wird auf die Anwendung komplexerer Modelle verzichtet, sodass der Ansatz mit minimaler Komplexität eine ausreichende Genauigkeit ermöglicht.

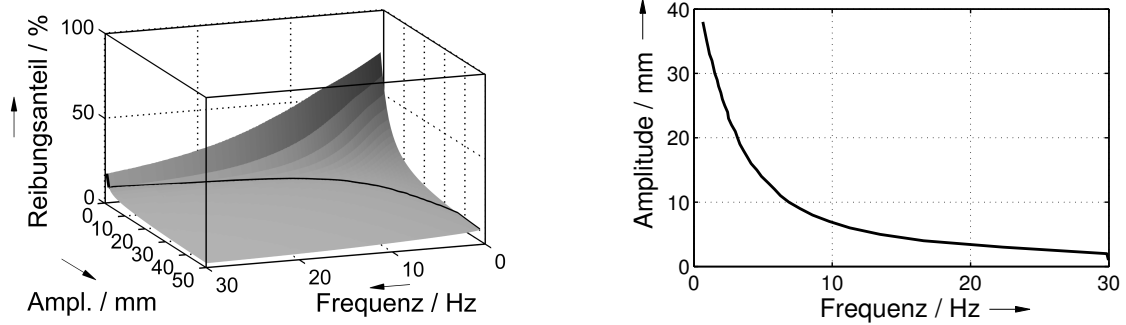
Hinsichtlich der Modellanwendung sei erwähnt, dass der Ansatz lediglich den Übergangsbereich der Hysterese eines Elements abbildet. Da sich die radbezogene Hysterese der Kraftantwort aus einzelnen Transferpfaden zusammensetzt, kann davon ausgegangen werden, dass ebenfalls der Übergangsbereich eine Summe individueller Übergangsbereiche der Komponentenhysteresen ist. Demnach können bei anderen Achskonzepten unter Umständen mehrere kumulierte Übergänge in der Hysterese auftreten. Zusätzlich kann dies in Abbildung 4.18 teilweise bereits für die Hinterachse festgestellt werden. Auf Subsystemebene soll im Sinne der Abstraktion jedoch keine Unterscheidung zwischen den Reibungen einzelner Bauteile erfolgen, sodass hierbei mit Hilfe des Modells explizit eine Vereinfachung getroffen wird. Auf Komponentenebene kann dieser Sachverhalt präziser abgebildet werden. Das hat jedoch den Nachteil, dass dazu mehrere Reibungselemente eingesetzt werden, welche in ihrer Wechselwirkung sowohl die numerische Stabilität als auch die Simulationsgeschwindigkeit des Modells beeinträchtigen.

Wie bereits aus Unterabschnitt 4.2.3 und Unterabschnitt 4.3.2 hervorgeht, zeigt die statische Hysterese darüber hinaus ebenfalls eine ausgeprägte Amplitudenabhängigkeit. Diese kann mit Hilfe des Modellansatzes unter Verwendung amplitudenabhängiger Parameter ebenfalls berücksichtigt werden. Diesbezüglich sei auf [APKW15] verwiesen.

EINFLUSS AUF DAS DYNAMISCHE VERHALTEN AUF SUBSYSTEMEBENE

Zum Verständnis des Einflusses der Reibung auf Gesamtfahrzeugebene sollen zunächst die Auswirkungen auf Subsystemebene betrachtet werden. Erst unter Anwendung des Modellansatzes nach Abbildung 5.5, welcher alle beteiligten dynamischen Effekte enthält, können die Beiträge der einzelnen Modellelemente zur dynamischen Systemantwort analysiert werden. Auch wenn die durch Reibung erzeugte Ausgangskraft Anteile in mehreren Frequenzen enthält, sollen in diesem Unterabschnitt die resultierenden Kraftanteile bei der angeregten Frequenz dargestellt werden. Dazu ist in Abbildung 5.10 (a) der Anteil der Reibung an der Amplitude der Übertragungsfunktion als Fläche über Frequenz und Anregungsamplitude für die Vorderachse aufgetragen.

Wie aus Abbildung 5.10 (a) erkennbar wird, nimmt der Anteil der Reibungskraft mit steigender Amplitude und Frequenz ab. Der Abfall über der Amplitude korreliert mit der steigenden elastischen Steifigkeitskraft in Analogie zu Abbildung 4.9 (b). Mit steigender Frequenz nimmt wiederum der Dämpfungsanteil zu, sodass der Reibungsanteil ebenfalls sinkt. Im Gegensatz zum statischen Verhalten ist hierbei auch die phasengerechte Aufteilung der Reibung in



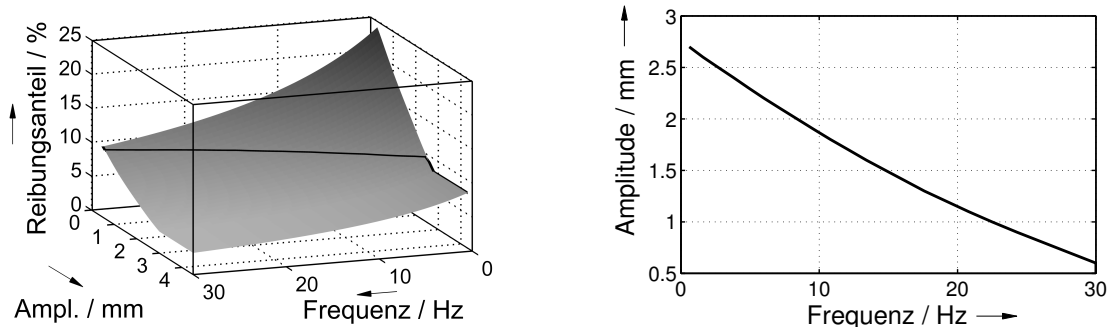
(a) Anteil der Reibungskraft über Anregungsamplitude und -frequenz sowie Grenzkurve mit 10 % Reibungseinfluss (schwarz) (b) Grenzkurve der Amplitude über der Frequenz für einen konstanten Reibungskraftanteil von 10 %

Abbildung 5.10.: Einfluss der Reibung auf die Übertragungsfunktion in Vertikalrichtung an der Vorderachse

einen Real- und Imaginärteil von Bedeutung, welche in Unterabschnitt 7.1.3 noch einmal näher analysiert wird.

Zusätzlich ist in Abbildung 5.10 (a) eine Kurve eingezeichnet, für die ein konstanter Reibungsanteil von 10 % vorliegt. Dadurch lässt sich in Abhängigkeit von Amplitude und Frequenz ein Grenzbereich festlegen, welcher definiert, ab wann die Reibung einen entsprechenden Einfluss auf die Gesamtübertragungsfunktion hat. Die Kurve ist noch einmal zweidimensional in Abbildung 5.10 (b) dargestellt. Beispielsweise muss bei Annahme einer Radeigenfrequenz von 10 Hz die Amplitude der Einfederung größer als 6,9 mm sein, damit der Reibungseinfluss kleiner als 10 % ist. Bei einer Aufbaueigenfrequenz von 1,5 Hz sind dazu bereits 30 mm erforderlich.

Die Zusammenhänge lassen sich analog für die Längsrichtung ableiten und werden in Abbildung 5.11 für die Vorderachse dargestellt.



(a) Anteil der Reibungskraft über Anregungsamplitude und -frequenz sowie Grenzkurve mit 10 % Reibungseinfluss (schwarz) (b) Grenzkurve der Amplitude über Frequenz für einen konstanten Reibungskraftanteil von 10 %

Abbildung 5.11.: Einfluss der Reibung auf die Übertragungsfunktion in Längsrichtung an der Vorderachse

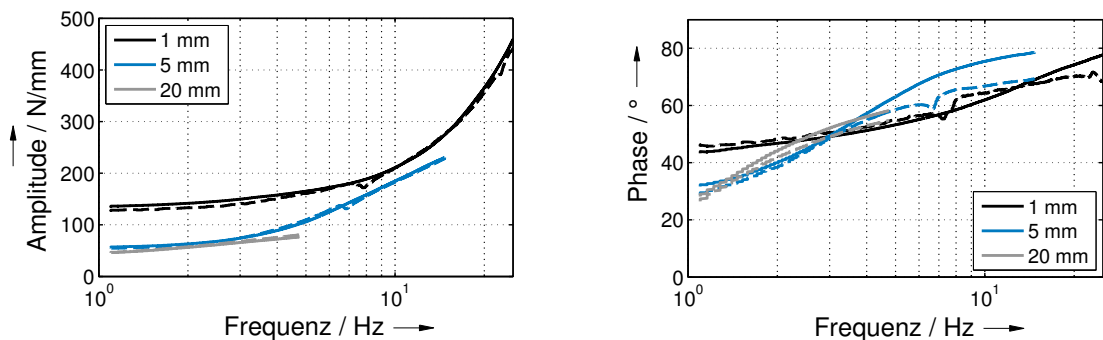
Es ist zu erkennen, dass der Reibungsanteil an der Gesamtkraft im Gegensatz zur Vertikalrichtung generell geringer ist, wie auch bereits in Unterabschnitt 4.3.2 für die Hinterachse anhand des statischen Verhaltens erläutert wird. Mit steigender Amplitude und Frequenz



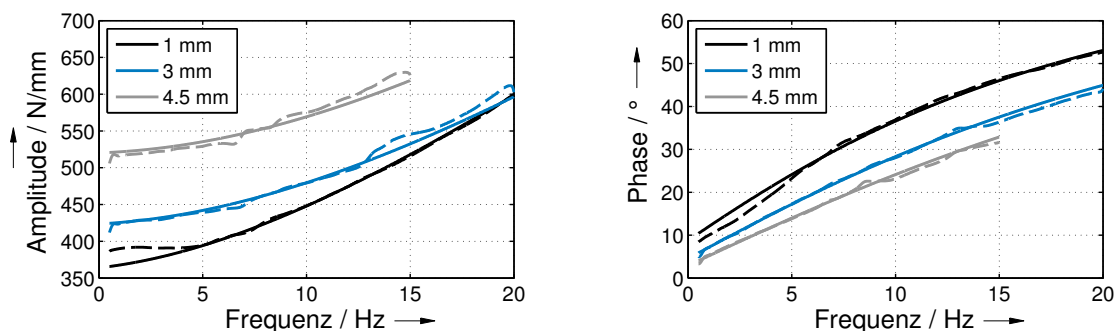
nimmt der Reibungsanteil in Analogie zur Vertikalrichtung ab. Für die Reibung in Längsrichtung an der Hinterachse sind die Reibungseinflüsse gegenüber der Vorderachse deutlich geringer, da diese gemäß Abbildung 5.9 (d) generell auf einem sehr niedrigen Niveau liegen. In Abbildung 5.11 (a) ist erneut eine Kurve mit einem konstanten Reibungsanteil von 10 % eingezeichnet. Diese ist in Abbildung 5.11 (b) wiederum zweidimensional aufgetragen. Im Bereich der Radeigenfrequenz von 10 Hz muss demnach mindestens eine Verformungsamplitude von 1,9 mm vorliegen, damit der Reibungseinfluss kleiner als 10 % wird.

5.3.5. VALIDIERUNG DES SUBSYSTEMANSATZES AUF ACHSEBENE

Nachdem in den vorangegangenen Abschnitten die Entwicklung des Achsmodells auf Basis der durch Messung und Simulation identifizierten Eigenschaften stattgefunden hat, soll in dem folgenden Unterabschnitt nochmal eine Validierung des frequenz- und amplitudenabhängigen Verhaltens zwischen Messung und Simulation stattfinden. Dazu wird eine Sweep-Anregung verwendet und die resultierenden Zeitsignale werden gemäß Abschnitt 3.1 in den Frequenzbereich transformiert. Die Gegenüberstellung der resultierenden Übertragungsfunktionen für verschiedene Amplituden wird am Beispiel der Vorderachse in Abbildung 5.12 gezeigt.



(a) Amplitude der Übertragungsfunktion in Vertikalrichtung (b) Phase der Übertragungsfunktion in Vertikalrichtung



(c) Amplitude der Übertragungsfunktion in Längsrichtung (d) Phase der Übertragungsfunktion in Längsrichtung

Abbildung 5.12.: Vergleich der Übertragungsfunktionen zwischen Messung und Subsystemansatz für Längs- und Vertikalrichtung an der Vorderachse für verschiedene Amplituden; Messung (- - -), Simulation (—)

Der Modellansatz in Vertikalrichtung wird gemäß Unterabschnitt 5.3.1 aus einer statischen Messung und dem auf das Rad übersetzten Dämpfer und Dämpferlager bedatet. Der Modellansatz in Längsrichtung wird gemäß Unterabschnitt 5.3.3 grundsätzlich ebenfalls



aus einer statischen Messung bedatet und weiterhin wird der Dämpfungsbeiwert aus dynamischen Messungen bestimmt. Darüber hinaus kann, wie im vorliegenden Fall, die elastische Längssteifigkeit zusammen mit dem Dämpfungsbeiwert nochmal anhand des frequenzabhängigen Verhaltens optimiert werden. Der dadurch bestimmte Steifigkeitswert bildet in dem Zusammenhang das dynamische Verhalten besser ab, da sich bei Übergang von der Statik in die Dynamik, die elastischen Systemeigenschaften leicht verändern können. Durch das Vorgehen kann somit die Zulässigkeit des Modellansatzes geprüft werden.

Wie aus der Darstellung hervorgeht, wird trotz des geringen Parameterbedarfs eine sehr gute Übereinstimmung zwischen Messung und Simulation auf Subsystemebene erreicht. Aufgrund der Berücksichtigung von Reibung ist der Modellansatz ebenfalls in der Lage, die Amplitudenabhängigkeit des Systemverhaltens genau zu reproduzieren. Die mittleren Abweichungen werden auf Basis der Differenz-Übertragungsfunktionen zwischen Messung und Simulation und unter Verwendung der prozentualen Abweichung d_p aus Gleichung 3.5 bestimmt. In Vertikalrichtung betragen diese für die dargestellten Amplituden von 1; 5 und 20 mm jeweils 6; 12 und 6 %. Die größten damit verbundenen Abweichungen sind in der Phase erkennbar und treten bei 5 mm ab etwa 4 Hz auf. Die Abweichungen in Längsrichtung wiederum betragen für die dargestellten Amplituden von 1; 3 und 4,5 mm jeweils 2; 1,5 und 1,5 %. In der Amplitude der Longitudinalübertragungsfunktion wird lediglich bei 1 mm unterhalb von 5 Hz die Amplitude der dynamischen Steifigkeit durch das Modell etwas unterbewertet, da die Messung bis dahin zunächst keinen Anstieg zeigt.

Gegenüber Unterabschnitt 4.2.3, in dem die statischen Reibungseigenschaften analysiert werden, lässt die gute Übereinstimmung des gezeigten Ansatzes zusätzlich die Schlussfolgerung zu, dass sich an der Vorderachse die Reibungshysterese dynamisch nicht oder nur untergeordnet gegenüber den übrigen viskoelastischen Effekten verändert. Das deckt sich mit den Erkenntnissen aus Abschnitt A.3.

Die Zulässigkeit des modularen Modellaufbaus gemäß Abschnitt 5.3 wird durch die Validierung für die Längs- und Vertikalrichtung damit bestätigt.

5.4. SUBSYSTEMMODELLIERUNG DER HILFSRAHMEN- UND DIFFERENZIALLAGERUNG

Die Modellierung der Hilfsrahmenlagerung folgt grundsätzlich den Ausführungen aus Abschnitt 5.2. Demnach werden anstelle von Komponentensteifigkeiten und deren Lagekoordinaten zusammengefasste Steifigkeiten und elastische Drehpole verwendet. Der Modellaufbau unter Berücksichtigung der Anbindung zur Radmitte wird durch Abbildung 5.13 in der x-z-Ebene für die Longitudinalrichtung wiedergegeben.

Die Systemkonfiguration wird hierbei als symmetrisch angenommen. Die Übertragung der radseitigen Kräfte in den Hilfsrahmen erfolgt über das in Abschnitt 5.3 eingeführte Ersatzmodell für das Fahrwerk (hier vereinfacht durch die Übertragungsmatrix \underline{H}_F dargestellt), welches vom Differenzweg zwischen Radträger und Hilfsrahmen Δx abhängt. $c_x, c_y, c_z, c_{r_x}, c_{r_y}, c_{r_z}$ sowie $c_{r_x r_z}$ stehen hierbei für die verallgemeinerten Steifigkeiten des Subsystems gemäß Abschnitt 5.2. Die entsprechenden Dämpfungen werden mit k bezeichnet. m, I_{xx}, I_{yy} sowie I_{zz} definieren die Massen und Trägheiten des Hilfsrahmenkörpers.

Beispielsweise wird ausgehend von der Radmitte eine durch Elastokinematik erzeugte Längskraft über eine Schrägfederung in den Hilfsrahmen eingeleitet. Mit Hilfe des elastischen Drehpols lässt sich nun direkt die daraus resultierende Momentenreaktion ableiten. Da sich der Schnittpunkt zwischen den verlängerten Wirkungslinien von Radkraft und Längssteifigkeit der Hilfsrahmenlagerung in Fahrtrichtung vor dem EDP befindet und die eingeleitete Vertikalkraft negativ ist, resultiert die statische Krafteinleitung in einer negativen Drehung des Hilfsrahmens um die y-Achse. Demnach kippt der Hilfsrahmen nach vorne, wie auch

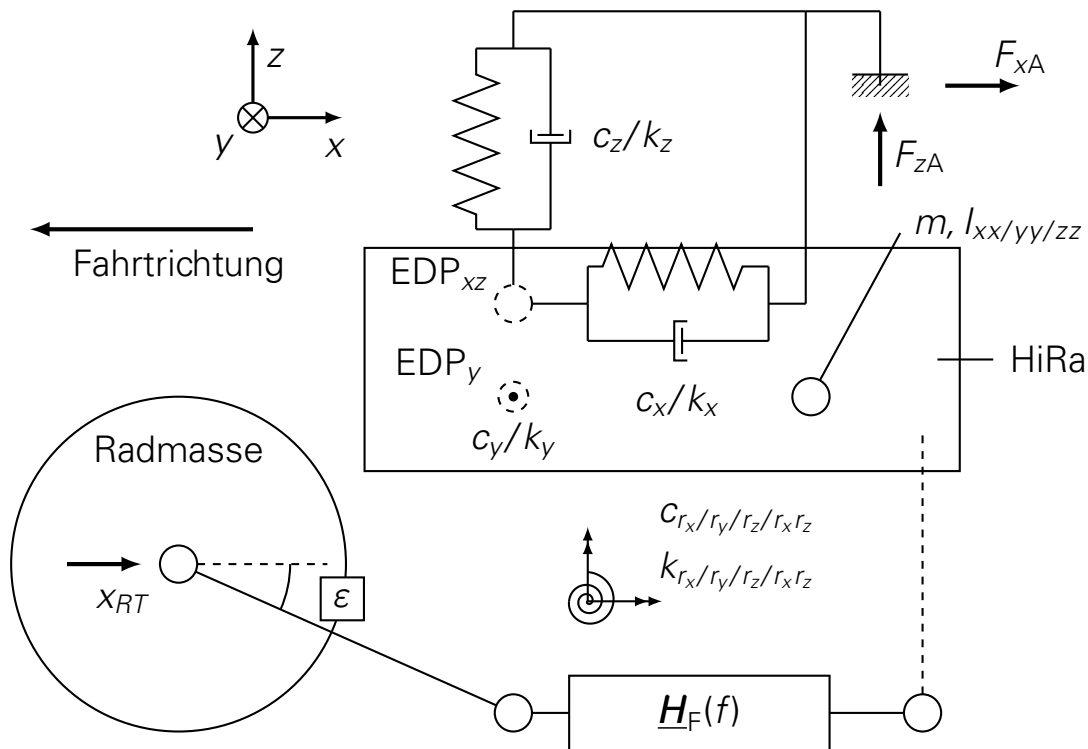


Abbildung 5.13.: Subsystemansatz für die Abbildung des dynamischen Fahrwerkverhaltens unter Berücksichtigung von Hilfsrahmenschwingungen in Längsrichtung; HiRa: Hilfsrahmen

bereits in Abbildung 4.17 gezeigt wurde.

Die beiden hinteren Hydrolager der Hilfsrahmenlagerung, deren nichtlineares Verhalten nicht im Ansatz nach Abschnitt 5.2 berücksichtigt wird, können separat an den jeweiligen Anbindungspunkten über Hydraulik-Elemente gemäß Unterabschnitt 2.3.2 eingebunden werden. Da diese in globaler Längsrichtung orientiert sind (vgl. Abschnitt 4.3) und gleiche Kennwerte aufweisen, lassen sie sich ebenfalls in einem gemeinsamen Hydrolager in der Mitte zwischen den Lagerpunkten zusammenfassen. Bei gleichzeitiger Anregung ist der Subsystemansatz der Hilfsrahmenlagerung damit als gleichwertig zur Komponentenebene zu betrachten. Für die korrekte Abbildung wechselseitiger Anregungen müssen zwei separate Hydrolager beibehalten werden.

Die Differenziallagerung wird in ähnlicher Weise abgebildet. Da diese keine hydraulischen Lager beinhaltet, lässt sie sich mit konventionellen Lagerparametern beschreiben. Jedoch sind sowohl die Mittelebene des Differenzialkörpers als auch die der Lagerung gegenüber der Mittelebene des Fahrzeugs in Fahrtrichtung geringfügig nach rechts verschoben, sodass auch bei symmetrischer Anregung der Räder eine asymmetrische Schwingbewegung des Subsystems zu erwarten ist. Darüber hinaus ist für die Modellbildung von Bedeutung, dass das hintere mittlere Lager in Lateralrichtung nicht mittig auf einer Verbindungslinie zwischen den vorderen Lagern liegt. Infolgedessen besitzen die EDA der Längs- und Vertikalsteifigkeiten nicht die gleiche y -Koordinate, sodass sich diese in Analogie zu Abschnitt 5.2 nicht in einem gemeinsamen Punkt treffen. Um die Komplexität des abgebildeten Systemverhaltens zu begrenzen, wird das für das vorliegende Modell dennoch angenommen.

5.5. SUBSYSTEMMODELLIERUNG DER AGGREGATLAGERUNG

Die Aggregatlagerung wird grundsätzlich ebenfalls mit der Methode aus Abschnitt 5.2 abgebildet. Die Modellierung der Anbindung des Aggregatkörpers an den Aufbau wird in Abbildung 5.14 dargestellt. Der Aggregatkörper besteht in dem Fall aus Motor und Getriebe. $c_x, c_y, c_z, c_{r_x}, c_{r_y}, c_{r_z}$ sowie $c_{r_x r_z}$ stehen hierbei erneut für die verallgemeinerten Steifigkeiten des Subsystems gemäß Abschnitt 5.2. Die entsprechenden Dämpfungen werden mit k bezeichnet. m, I_{xx}, I_{yy} sowie I_{zz} wiederum definieren die Massen und Trägheiten des Aggregatkörpers.

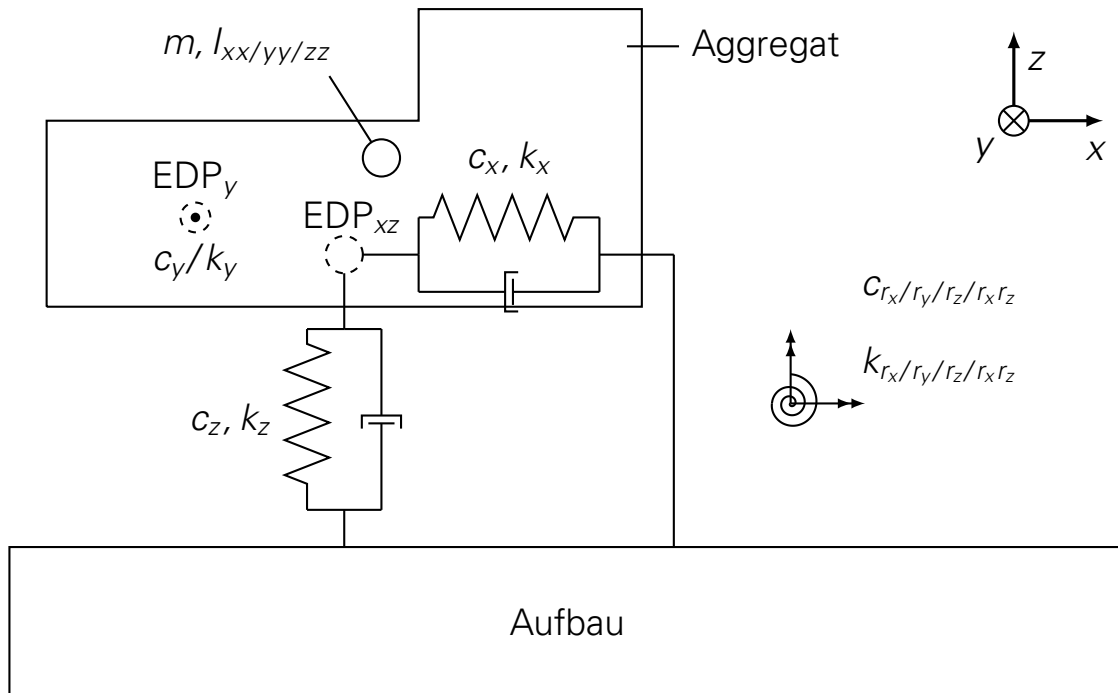


Abbildung 5.14.: Subsystemansatz für die konzeptionelle Abbildung der Aggregatschwingungen

Im Gegensatz zur Hilfsrahmenlagerung zeigen die hydraulischen Pfade im vorliegenden Fall bereits in der Übertragungsmatrix der Lagerung eine Wechselwirkung mit den übrigen Freiheitsgraden, wie schon aus Unterabschnitt 4.4.2 hervorgeht. Neben der unterschiedlichen Wirkung der hydraulischen Pfade in Vertikalrichtung an den vorderen Lagern und dem hinteren Lager sorgt ebenso die asymmetrische Abstimmung der hydraulischen Eigenfrequenzen für komplizierte Kopplungen in der Übertragungsmatrix auf Subsystemebene sowie komplexe Schwingmoden des freien Aggregatkörpers. Auf Subsystemebene ist die Einbeziehung aller möglichen Variationen in der abgebildeten Übertragungsmatrix \mathbf{H}_M jedoch nicht sinnvoll, da das System teilweise sogar komplexer als auf Komponentenebene wird. Bei anderen Fahrzeugen können weiterhin noch andere Wechselwirkungen auftreten. Demnach wird ähnlich zur Hilfsrahmenlagerung aus Abschnitt 5.4 die Wirkung der viskoelastischen Eigenschaften in dem Subsystemansatz nach Abbildung 5.14 zusammengefasst und die Wirkung von hydraulischen Elementen überlagert. Das Ziel, welches die dargestellte Methode verfolgt, liegt zunächst auf der optimalen Auslegung des frequenzabhängigen Schwingverhaltens des Aggregats ohne Wirkung aktiver hydraulischer Motorlager. Mit Hilfe der Methode aus Abschnitt 5.2 wird damit auch in frühen Prozessphasen eine effiziente Auslegung der Systemmoden ohne Kenntnis von Komponenteneigenschaften ermöglicht. Die finale Abstimmung des Konzepts findet anschließend auf Komponentenebene statt.



5.6. ZUSAMMENFASSUNG UND DISKUSSION ZUR MODELLIERUNG UNTER VERWENDUNG VON SUBSYSTEMPARAMETERN

Im vorangegangenen Kapitel wurde die Modellierung eines Gesamtfahrzeugmodellansatzes unter Verwendung von Subsystemparametern vorgestellt. Nachdem in Abschnitt 5.1 die Kriterien zur Auswahl von Subsystemkennwerten erläutert worden, wurde in Abschnitt 5.2 eine allgemeine Methode zur Darstellung beliebiger elastisch gelagerter Übertragungssysteme sowie deren Vorteile und Einschränkungen gegenüber anderen Methoden diskutiert. Anschließend wurde auf die Modellierung der einzelnen Subsysteme eingegangen.

Der Subsystemansatz für das Fahrwerk setzt sich aus einem kinematischen Modell, einem elastokinematischen Modell sowie einem separaten Modellansatz für die Vertikalrichtung zusammen. Die verwendete Achskinematik koppelt die Bewegungen und Kräfte der Radkoppel und berücksichtigt implizit die kinematischen Abstützwinkel im Fahrwerk. Sowohl im Dynamikmodell für die Vertikalrichtung als auch in den elastokinematischen Modellbestandteilen werden den kinematischen Kräften zusätzlich Systemreaktionen überlagert, welche durch elastische Steifigkeiten, viskose Dämpfungen und Reibungskräfte geprägt sind. Diese werden richtungsabhängig definiert. Die Parameter sind so gewählt, dass sie sich aus Subsystem- oder Gesamtfahrzeugprüfständen parametrieren lassen.

Hilfsrahmen, Differenzial und Aggregat werden mit der Methode aus Abschnitt 5.2 unter Berücksichtigung der Besonderheiten des jeweiligen Subsystems im vorliegenden Referenzfahrzeug modelliert. Das Vorgehen erlaubt die Reduktion einer Vielzahl von Komponentenparametern auf wenige Subsystemeigenschaften ohne (unter den gegebenen Randbedingungen) die Genauigkeit des abgebildeten Subsystemverhaltens gegenüber der Komponentenebene zu verringern. Lediglich vereinzelte Parameter bzw. Eigenschaften, für die sich eine Abbildung auf Subsystemebene als nicht zielführend erweist (z.B. die Eigenschaften der Hydrolagerung), müssen weiterhin auf Komponentenebene modelliert werden. Aufgrund von Letzterem liegt in dem Fall jedoch nur partiell ein Subsystemansatz vor, weshalb die Vorgehensweise nur für die Abbildung eines speziellen Konzepts verwendet werden sollte. Bei Auslegung des Subsystems vor Festlegung des Komponentenkonzepts sollte demnach der Fokus auf der Abstimmung des durch viskoelastische Eigenschaften geprägten Schwingungsverhaltens liegen.

Weiterhin sei erwähnt, dass in den Unterkapiteln immer eine methodische Herleitung der Modellierung der Übertragungseigenschaften einzelner Subsysteme beschrieben wurde. Hinsichtlich der allgemeingültigen Anwendbarkeit ist von Bedeutung, dass deren Zusammenschaltung ausgehend vom Referenzfahrzeug auch unbeschränkt auf andere Konfigurationen übertragen werden kann. Beispielsweise lässt sich die Methode zur Abbildung eines elastisch gelagerten Hilfsrahmens äquivalent auf die Vorderachse übertragen oder ebenso ist die Systemdefinition mit Subsystemsteifigkeiten und überlagerten hydraulischen Lagern allgemeingültig für andere Lagerkonfigurationen von Subsystemen anwendbar.





6. PARAMETRIERUNGSKONZEPT





Die reduzierte Zahl an Parametern des in Kapitel 5 vorgestellten Modellansatzes erlaubt eine effizientere Parametrierung der Gesamtfahrzeugeigenschaften gegenüber der Komponentenebene, da sich teilweise Subsystemeigenschaften bestimmen lassen, obwohl Komponenteneigenschaften nicht oder nur mit höherem Aufwand identifizierbar sind. Umgekehrt ist eine Parametrierung von Subsystem- aus Komponenteneigenschaften immer möglich. Im folgenden Kapitel werden zunächst die unterschiedlichen Parameterquellen zur Bedatung des zuvor vorgestellten Gesamtfahrzeugmodells beschrieben. Anschließend wird die Parameteridentifikation für die einzelnen Subsystemeigenschaften erläutert. Neben der korrekten Bestimmung statischer Parameter steht hierbei auch die Identifikation dynamischer Parameter im Vordergrund. Die dargestellte Vorgehensweise bildet die Voraussetzung für eine effiziente Implementierung der Methodik im Entwicklungsprozess.

6.1. ÜBERSICHT ÜBER PARAMETRIERUNGSVERFAHREN

Im folgenden Abschnitt werden die Parametrierungsquellen für die Subsystemparameter erläutert. Diese sind in Tabelle 6.1 zusammengefasst. Hierbei ist zwischen Prüfständen zu unterscheiden, welche derzeit bereits für die Untersuchung zur Verfügung stehen und welchen, die derzeit zwar nicht vorhanden sind, aber zur Ausführung der Parametrierungsmethode benötigt werden. Die vorhandenen Prüfstände können bereits zum jetzigen Zeitpunkt verwendet werden, um sowohl für markeneigene Fahrzeuge als auch Wettbewerberfahrzeuge Parameter zu identifizieren. Sofern ein Prüfstand nicht vorhanden ist oder bei vorhandenen Prüfständen noch Erweiterungen notwendig sind, werden die Parametrierungsverfahren simulativ ausgelegt, um zukünftig auf realen Prüfständen oder in Fahrzeugmessungen angewandt zu werden. Eine Ausnahme bildet hierbei der dynamische K&C-Prüfstand für den die Parametrierung am Beispiel des dynamischen Achsprüfstandes dargestellt wird. Es ist zu erwähnen, dass die Parametrierbarkeit markeneigener Fahrzeuge, für die bereits Komponentenmodelle vorliegen, auch unter Verwendung simulativer Parametrierungsverfahren nicht eingeschränkt ist. Die Identifikationsverfahren im Hinblick auf die einzelnen Parametergruppen werden in den folgenden Abschnitten erläutert.

Einzelne Konzeptparameter wie Radstand oder Spurweite werden entweder bereits in frühen Phasen festgelegt oder sind relativ einfach (ebenfalls für Wettbewerberfahrzeuge) bestimmbar. Die Massen und Trägheiten des Gesamtfahrzeugs werden mit entsprechenden Radlastwaagen und Trägheitsprüfständen [MGM02] bestimmt. Statische Fahrwerksparameter werden vollständig aus K&C-Messungen bedatet, wie es bereits für ausgewählte Subsystemparameter in Kapitel 5 beschrieben wird.

Hinsichtlich dynamischer Fahrwerkskennwerte ist zwischen der Verwendung eines dynamischen K&C-Prüfstandes und der Vermessung einzelner Komponenten zu unterscheiden. Da für die derzeitige Untersuchung kein dynamischer K&C-Prüfstand zur Verfügung steht, wird, wie bereits oben beschrieben, der Prozess zur Bedatung entsprechender Kennwerte zu großen Teilen anhand der Messergebnisse des in Unterabschnitt 3.2.3 vorgestellten Achsprüfstandes hergeleitet. Alternativ können für die Abbildung der Vertikaldynamik auch die Dämpfer und die zugehörigen Dämpferlager vermessen werden. Dieses Vorgehen ist ebenfalls für Wettbewerberfahrzeuge meist mit relativ geringem Aufwand durchführbar. Die Dämpferübersetzung lässt sich durch Messung der Dämpferwege gegenüber der Radeinfederung am K&C-Prüfstand bestimmen.

Reifenprüfstände (vgl. [ABJS99, HE07]) werden im Entwicklungsprozess bereits eingesetzt, um Reifenmodelle für Fahrdynamik und Fahrkomfort für die Simulation zu parametrieren [Ada14]. Wie bereits am Anfang von Kapitel 5 beschrieben, können entsprechende Modelle an das vorliegende Gesamtfahrzeugmodell gekoppelt werden.

Die Eigenschaften des Hilfsrahmen- und Differenzialsubsystems werden ebenfalls unter Verwendung eines statischen und eines dynamischen K&C-Prüfstandes bedatet. Zur Beda-

tion von Eigenschaften des Aggregatsubsystems wird grundsätzlich auch ein dynamischer Prüfstand benötigt, jedoch lassen sich diese gleichermaßen partiell aus Gesamtfahrzeugtests bestimmen.

Tabelle 6.1.: Übersicht über Parametrierungsquellen zur Bedatung des Gesamtfahrzeugsystemansatzes

Parametergruppe	Parameterquelle/ Prüfstand	Vorhanden	Beispielparameter
Konzeptparameter	Diverse	Ja	Radstand, Spurweite
Masseneigenschaften Gesamtfahrzeug	Schwerpunkt- und Trägheitsprüfstand	Ja	Fahrzeugmasse, -schwerpunkt- lage und -trägheiten
Statische Kinematik, Elastokinematik und Reibung Fahrwerk	K&C-Prüfstand	Ja	Vertikalsteifigkeit, Längssteifigkeit, Rei- bungskraftniveau
Dynamische Fahr- werksparameter	Komponenten- prüfstand	Ja	Dämpfung, Dom- lagersteifigkeit
	Dynamischer K&C-Prüfstand	Nein	Vertikaldämpfung ⁶² , Längsdämpfung
Reifeneigenschaften	Reifenprüfstand	Ja	Vertikalsteifigkeit, Um- schließungsvermögen
Statische Steifigkei- ten der Hilfsrahmen- lagerung	K&C-Prüfstand	Ja (Erweiterung notwendig)	Längssteifigkeit und Nicksteifigkeit Hilfs- rahmenlagerung
Dynamische Steifig- keiten und Massen des Hilfsrahmen- und Differenzialsub- systems	Dynamischer K&C-Prüfstand	Nein	Längsdämpfung und Vertikalsteifigkeit Differenziallagerung
Aggregatsteifigkeiten und -massen	Aggregatprüfstand	Nein	Vertikalsteifigkeit, Aggregatmasse
	Gesamtfahrzeugtests	Ja (Erweiterung notwendig)	Vertikalsteifigkeit- und Dämpfungsparame- ter Aggregatlagerung

Weiterhin können zur Bedatung von Subsystemeigenschaften aus Komponenten die mechanischen Zusammenhänge aus Kapitel 4 und Kapitel 5 verwendet werden. Das ist zielführend, wenn bereits Komponentenmodelle vorliegen und Simulationen auf Subsystemebene durchgeführt werden sollen. Beispielsweise lässt sich so der letzte Stand des Komponentenmodells von einem Vorgängerfahrzeug als Grundlage für den Nachfolger parametrieren. Die Bedatung der Eigenschaften der einzelnen Subsysteme unter Zuhilfenahme der genannten Prüfmethode wird in den folgenden Abschnitten vorgestellt.

⁶²Die am dynamischen K&C-Prüfstand parametrierte Vertikaldämpfung bezeichnet in dem Fall die gesamte vertikale Dämpfungskraft des Fahrwerks, in die bspw. auch die Dämpferübersetzung eingeht



6.2. PARAMETRIERUNG VON FAHRWERKSEIGENSCHAFTEN

Bei der Parametrierung des Fahrwerksmodells wird zwischen statischen und dynamischen Eigenschaften unterschieden.

6.2.1. STATISCHE FAHRWERKSEIGENSCHAFTEN

Die statischen Fahrwerkssteifigkeiten werden am K&C-Prüfstand für die Längs-, Quer- und Vertikalrichtung bestimmt. Dazu wird gemäß Unterabschnitt 3.2.3 das Rad quasistatisch eingefedert, sodass Dämpfungs- und Massenkräfte vernachlässigt werden können. In Längs- und Querrichtung wird der Vorgang jeweils für den Radmittelpunkt und den radträgerseitigen Radaufstandspunkt durchgeführt.

AUSWERTUNG VON KRAFT-WEG-HYSTERESEN

Die radbezogene Kraft-Weg-Hysterese wird in Analogie zu Unterabschnitt 3.2.3 jeweils in einen Ein- und einen Ausfederungsast unterteilt. Darauffolgend werden die beiden resultierenden Kennlinien gemittelt, um eine Kennlinie für die Gesamtsteifigkeit zu bilden. Diese wird mit dem Dahl-Reibungsmodell überlagert (vgl. Unterabschnitt 5.3.4) und auf die gemessene Hysterese fläche optimiert. Als Fehlerkriterium d dient hierbei die Summe des Quadrats der Abweichung zwischen gemessener und simulierter Kraftreaktion F_{Mess_i} bzw. F_{Sim_i} für jeden Messpunkt i bis zur Anzahl der Punkte N , vgl. Gleichung 6.1. Das Vorgehen ist analog für alle betrachteten Raumrichtungen durchzuführen, um so Steifigkeiten und Reibungseigenschaften zu trennen.

$$d = \sum_{i=1}^N (F_{\text{Mess}_i} - F_{\text{Sim}_i})^2 \quad (6.1)$$

STATISCHE STEIFIGKEITEN DES VERTIKALMODELLS

Die ermittelte Vertikalsteifigkeitskennlinie wird für das Element der nichtlinearen statischen Steifigkeit nach Abbildung 5.5 verwendet. Die statische Hysterese wird mittels der drei Dahl-Parameter beschrieben. Die Validität des Ansatzes ist bereits durch Abbildung 5.9 nachgewiesen.

Die radbezogene wechselseitige Steifigkeit c_{ws} für die Vertikalrichtung wird unter zusätzlicher Verwendung eines wechselseitigen Einfederungstests bestimmt. Dazu wird die radseitige Differenzkraft $F_{\text{wsg}} - F_{\text{gs}}$ zwischen wechsel- und gleichzeitigem Einfederungstest auf den aktuellen Differenzweg zwischen linkem und rechtem Rad $z_{\text{RT}} - z_{\text{geg}}$ bezogen, vgl. Gleichung 6.2. Grundsätzlich reicht hierbei die Berücksichtigung eines linearen Kennwerts aus.

$$c_{\text{ws}} = \frac{F_{\text{wsg}} - F_{\text{gs}}}{z_{\text{RT}} - z_{\text{geg}}} \quad (6.2)$$

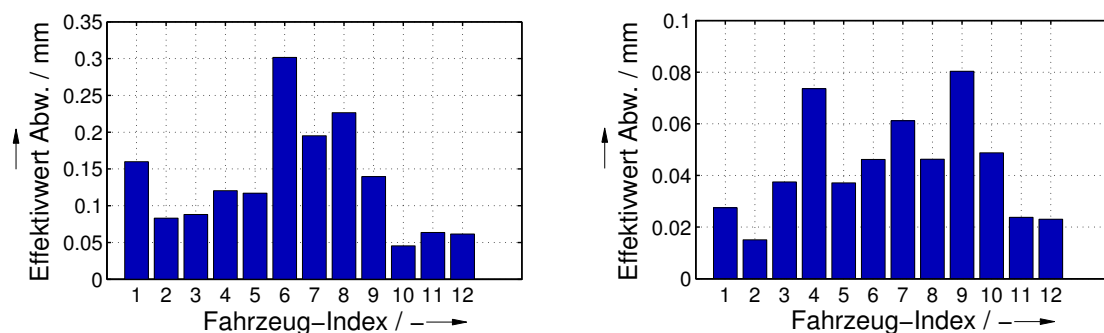
Allgemein lassen sich wechselseitige Steifigkeiten für die Längs-, Quer- und Vertikalrichtung bestimmen. Sofern die Kopplung in einer Raumrichtung aus einem elastisch gelagerten Hilfsrahmen resultiert, wird diese separat berücksichtigt, vgl. Abschnitt 6.3.

KINEMATIKMODELL

Gemäß Unterabschnitt 5.3.2 wird die Radhubkurve mit Hilfe eines Kreises abgebildet. Zur Bestimmung der Validität des Ansatzes wird ein Kreisfitting für zwölf verschiedene Fahrzeuge verschiedener Hersteller und Baureihen durchgeführt und der Unterschied zwischen tatsächlicher und simulierter Radhubkurve bestimmt. Um einen interpretierbaren Kennwert zu erhalten, wird die Abweichung in Anlehnung an den Effektivwert eines Signals berechnet, vgl. Gleichung 6.3. Der Fehlerwert d für das Fitting entspricht hierbei dem Effektivwert der einzelnen Abweichungen $u_{\text{Mess}_i} - u_{\text{Sim}_i}$ einer Koordinate u für jeden berechneten Punkt i bis zur Anzahl der Punkte N .

$$d = \sqrt{\frac{1}{N} \sum_{i=1}^N (u_{\text{Mess}_i} - u_{\text{Sim}_i})^2} \quad (6.3)$$

Der verbleibende Fehlerwert gegenüber der realen gemessenen Radhubkurve wird am Beispiel des Vorderrads in Abbildung 6.1 (a) für die x - z -Bewegung im Radmittelpunkt und in Abbildung 6.1 (b) für die y - z -Bewegung im radträgerseitigen Radaufstandspunkt dargestellt. Die Variable u aus Gleichung 6.3 entspricht hierbei jeweils der x - bzw. y -Koordinate der Bewegung.



(a) Effektivwert der Abweichung im Radmittelpunkt in der x - z -Ebene

(b) Effektivwert der Abweichung im radträgerseitigen Radaufstandspunkt in der y - z -Ebene

Abbildung 6.1.: Verbleibende Abweichung zwischen tatsächlicher und gefitteter Radhubkurve für verschiedene Fahrzeuge in einem Hubbereich von ± 50 mm; Abw.: Abweichung

Wie aus der Darstellung hervorgeht, befinden sich die Abweichungen generell auf einem sehr niedrigen Niveau. In Längsrichtung beträgt der Effektivwert der Abweichung maximal 0,3 mm. In Querrichtung ist er mit maximal 0,08 mm noch niedriger. Da auch bei optischer Betrachtung der Kurven keine auffälligen Abweichungen festzustellen sind, wird angenommen, dass der Ansatz für eine Vielzahl von Fahrzeugen zulässig ist.

ELASTOKINEMATIKMODELL

Zur Bedatung der elastokinematischen Eigenschaften gemäß Unterabschnitt 5.3.3 werden im Fall der Längsrichtung die Längs- und Spinbewegung der Radkoppel bei jeweils einem Längskraftversuch im Radmittelpunkt und im radträgerseitigen Radaufstandspunkt (Indizes RM und RTRAP) bestimmt. Im linearen Betriebsbereich werden die Gradienten zwischen der Längskraft F_x und dem Spinmoment M_y gegenüber den zugehörigen Längs- sowie



Spinbewegungen x und ϕ_y der Radkoppel ausgewertet. Die bestimmten Kennwerte werden in einem eindeutig bestimmten Gleichungssystem, bestehend aus Gleichung 6.4 und Gleichung 6.5, eingesetzt, um die Steifigkeitsparameter C_{Exx} , C_{Exr_y} , C_{Er_yx} und $C_{Er_yr_y}$ zu bestimmen.

$$\begin{bmatrix} \partial F_{x_RM} \\ \partial M_{y_RM} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} C_{Exx} & C_{Exr_y} \\ C_{Er_yx} & C_{Er_yr_x} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \partial x_{RM} \\ \partial \phi_{y_RM} \end{bmatrix} \quad (6.4)$$

$$\begin{bmatrix} \partial F_{x_RTRAP} \\ \partial M_{y_RTRAP} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} C_{Exx} & C_{Exr_y} \\ C_{Er_yx} & C_{Er_yr_x} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \partial x_{RTRAP} \\ \partial \phi_{y_RTRAP} \end{bmatrix} \quad (6.5)$$

Bezugnehmend auf Abbildung 5.7 sind aufgrund der unterschiedlichen kinematischen Abstützung am Radmittelpunkt und am radträgerseitigen Radaufstandspunkt (RM bzw. RTRAP) die vertikalen Abstände zwischen diesen Punkten nicht zwangsläufig identisch zu denen zwischen den zugehörigen kinematischen Polen ($KP_{RM,x/y}$ bzw. $KP_{RTRAP,x/y}$). Da die Steifigkeitsmatrix radträgerseitig bestimmt wird, diese jedoch an den kinematischen Polen angebracht werden soll, müssen die am Radträger bestimmten Elemente der Steifigkeitsmatrix zur Anbringung an den kinematischen Polen umgerechnet werden. Die Umrechnung wird in Gleichung 6.6 bis Gleichung 6.9 dargelegt.

$$C_{ExxKP} = C_{Exx} \quad (6.6)$$

$$C_{Exr_yKP} = C_{Exr_y} \frac{z_{KP_RM} - z_{KP_RTRAP}}{z_{P_RM} - z_{P_RTRAP}} \quad (6.7)$$

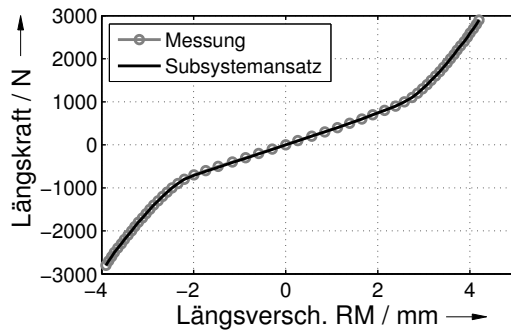
$$C_{Er_yxKP} = C_{Er_yx} \frac{z_{KP_RM} - z_{KP_RTRAP}}{z_{P_RM} - z_{P_RTRAP}} \quad (6.8)$$

$$C_{Er_yr_yKP} = C_{Er_yr_y} \left(\frac{z_{KP_RM} - z_{KP_RTRAP}}{z_{P_RM} - z_{P_RTRAP}} \right)^2 \quad (6.9)$$

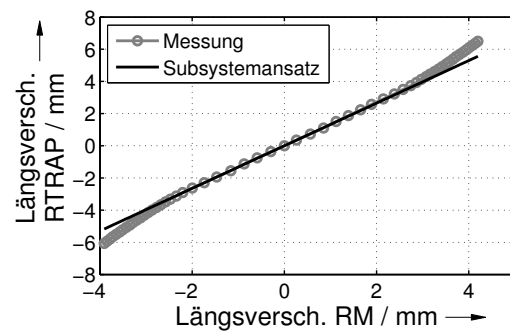
z_{KP_RM} und z_{KP_RTRAP} entsprechen hierbei den Vertikalkoordinaten der kinematischen Pole sowie z_{P_RM} und z_{P_RTRAP} denen vom Radmittelpunkt und dem radträgerseitigen Radaufstandspunkt. Gemäß der Gleichungen müssen die Kreuzterme C_{Exr_y} und C_{Er_yx} anhand des Verhältnisses aus vertikalem Abstand der kinematischen Pole und dem vertikalen Abstand von Radmittelpunkt und radträgerseitigem Radaufstandspunkt skaliert werden. Für den Term $C_{Er_yr_y}$ muss die Skalierung quadratisch erfolgen.

Zur weiteren Berücksichtigung der nichtlinearen Eigenschaften im Radmittelpunkt wird gemäß Unterabschnitt 5.3.3 zu der sich aus der Steifigkeitsmatrix ergebenden Längssteifigkeit zusätzlich eine nichtlineare Kennlinie überlagert. Diese wird durch Differenzbildung der am Prüfstand gemessenen Längssteifigkeitskennlinie und dem linearen Anteil gemäß Gleichung 5.11 gebildet.

Die Validität des Ansatzes wird am Beispiel von zwei Kennlinien in Abbildung 6.2 dargestellt. Wie aus Abbildung 6.2 (a) hervorgeht, wird unter Verwendung der dargelegten Formulierung die Kraft-Weg-Kennlinie im Radmittelpunkt präzise reproduziert. Die Abweichung in der Kraft beträgt im Mittel etwa 2 N. Infolge der Kopplung der Spin- und Längsrichtung durch die entsprechende Steifigkeitsmatrix wird gemäß Abbildung 6.2 (b) ebenfalls die Bewegung im radträgerseitigen Radaufstandspunkt bei Aufbringung einer Längskraft im Radmittelpunkt im Linearbereich korrekt abgebildet. Die zugehörige Abweichung in der Längsverschiebung des radträgerseitigen Radaufstandspunktes beträgt durchschnittlich ca. 0,3 mm, wobei die Abweichung im progressiven Bereich der Kennlinie ab etwa 3 mm Radmittelpunktverschiebung höher als im linearen Bereich ist.



(a) Kraft-Weg-Kennlinie im Radmittelpunkt



(b) Längsbewegung des radträgerseitigen Radaufstandspunktes in Abhängigkeit der Längsbewegung des Radmittelpunktes

Abbildung 6.2.: Vergleich von Messung und Simulation mittels des aus der Steifigkeitsmatrix und Kennlinien definierten Subsystemansatzes für die Längs- und Spinrichtung, Radseitige Messung am K&C-Prüfstand; RM: Radmittelpunkt

6.2.2. DYNAMISCHE FAHRWERKSEIGENSCHAFTEN

In Anlehnung an Tabelle 6.1 wird die Parametrierung dynamischer Fahrwerkseigenschaften an einem dynamischen K&C-Prüfstand bzw. einem Gesamtfahrzeugprüfstand durchgeführt. Dadurch ist kein Ausbau der Achsen aus dem Fahrzeug erforderlich und die schnelle Anwendung im Prozess ist gewährleistet. Die Parametrierung für die Längs- und Vertikalrichtung wird unter Verwendung des in Unterabschnitt 3.2.3 vorgestellten Achsprüfstandes vorgestellt.

In Vertikalrichtung steht zunächst die Bestimmung der radbezogenen Vertikaldämpfung im Vordergrund. Wie bereits aus Abschnitt 4.2 und Abschnitt 5.3 hervorgeht, ist die dynamische Steifigkeit in Vertikalrichtung durch amplituden- und frequenzabhängige Effekte geprägt. Die amplitudenabhängigen Effekte resultieren dabei aus den Nichtlinearitäten der Steifigkeits- und Dämpfungskennlinien sowie der Fahrwerkreibung. Das frequenzabhängige Verhalten wird wiederum maßgeblich durch Dämpfer und Dämpferlager beeinflusst. Unter Kenntnis dieser Zusammenhänge lässt sich die Achse gezielt anregen, sodass eine Identifikation der Dämpfungseigenschaften ermöglicht wird.

Durch eine Weganregung mit niedriger Frequenz und hoher Amplitude wird demnach ein breites Geschwindigkeitsspektrum in der Dämpferkennlinie abgefahren. Von der resultierenden Kraftantwort werden die aus den statischen Messungen (vgl. Unterabschnitt 6.2.1) bekannten nichtlinearen Steifigkeits- sowie Reibungskräfte subtrahiert. Da das Dämpferlager bei der niedrigen Anregungsfrequenz noch keinen großen Einfluss hat, resultiert daraus in Näherung die individuelle radbezogene Dämpfungskraft. Durch Auftragen über der Geschwindigkeit ergibt sich die zugehörige Dämpferkennlinie.

In Abbildung 6.3 wird die für die Vorderachse des Referenzfahrzeugs identifizierte Kennlinie für eine konstante Anregungsamplitude von 20 mm mit und ohne Berücksichtigung der Reibung dargestellt. Die zugehörige Dämpfungskraft wird dabei in den Nulldurchgängen des Anregungsweges bestimmt. Zusätzlich wird noch die auf den Radmittelpunkt übersetzte VDA-Kennlinie (ohne Reibungskraft) dargestellt, welche auf einem separaten Stoßdämpferprüfstand ermittelt wird.

Wie aus der Abbildung hervorgeht, ist eine hohe Übereinstimmung zwischen der unter Berücksichtigung von Reibung identifizierten Kennlinie und der übersetzten VDA-Kennlinie gegeben. Der Betrag der mittleren Abweichung in der Kraft beträgt etwa 78 N. Die etwas höheren Abweichungen im lokalen Anstieg der Kennlinie bei ca. 0,5 m/s hängen eventuell

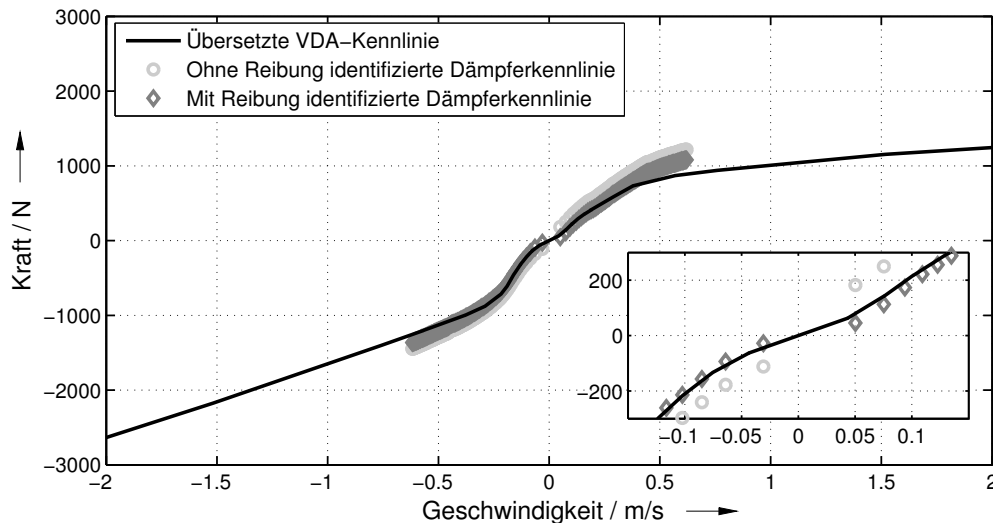


Abbildung 6.3.: Identifikation der radbezogenen Dämpfungskennlinie an der Vorderachse des Referenzfahrzeugs, Messung am dynamischen Achsprüfstand, Sweep-Anregung mit einer Amplitude von 20 mm und Frequenzen von 0 bis 5 Hz

mit den verbleibenden Abweichungen in Amplitude und Phase aus Abbildung 5.12 (a) und (b) zusammen. Da hier jedoch auch der Absolutwert der Kraft im Vordergrund steht, wird die maximale Abweichung der Kräfte in dem Bereich mit etwa 185 N quantifiziert. Demnach lässt sich die Dämpferkennlinie⁶³ mit der beschriebenen Vorgehensweise aus Subsystemmessungen bestimmen. Unter Vernachlässigung der Reibung ist insbesondere bei geringen Geschwindigkeiten eine größere Abweichung in den Kennwerten zu erkennen. Die mittlere Abweichung beträgt in dem Fall etwa 186 N. Zwar kann auch die VDA-Kennlinie in Analogie zur Gesamtdämpfung Reibungsanteile aufweisen, jedoch unterscheiden sich diese gemäß Unterabschnitt 4.2.3 potenziell von der Gesamtreibung, da der Dämpfer nach Abbildung 4.10 nur einen Teil der Gesamtreibung der Achse ausmacht.

Weiterhin wird die Parametrierung des dynamischen Fahrwerksverhaltens in Längsrichtung betrachtet. Hierbei steht die Bestimmung der radbezogenen Längsdämpfung im Vordergrund. Da hier zunächst nicht von einer nichtlinearen geschwindigkeitsabhängigen Dämpfung wie in Vertikalrichtung ausgegangen wird, unterscheidet sich ebenfalls das Vorgehen. Gemäß Unterabschnitt 4.2.2 und Unterabschnitt 4.2.4 ist die Amplitudenabhängigkeit der dynamischen Längssteifigkeit ebenfalls maßgeblich durch die nichtlineare Steifigkeitskennlinie und Reibung geprägt. Frequenzabhängige Effekte hängen wiederum von den Lagerdämpfungen und der Wirkung von Hydrolagern ab, vgl. Unterabschnitt 4.2.4. Im vorliegenden Fall wird die Achse mit einer Amplitude von 1 mm im Radmittelpunkt angeregt, sodass das hydraulische Lager keinen ausgeprägten Peak im Übertragungsverhalten aufweist. Demnach reicht ein Dämpfungselement zur Beschreibung des frequenzabhängigen Verhaltens im vorliegenden Betriebsbereich bereits aus. Die Identifikation des Dämpfungsbeiwerts für die Längsrichtung erfolgt anhand der in Unterabschnitt 4.2.4 ausgewiesenen dynamischen Längssteifigkeit, welche die Übertragungsfunktion zwischen resultierender Längskraft und angeregtem Längsweg im Radmittelpunkt darstellt.

Der Dämpfungsbeiwert wird bestimmt, indem die Übertragungsfunktion des Ansatzes nach Abbildung 5.8 auf die identifizierte dynamische Längssteifigkeit optimiert wird. Die

⁶³Prinzipiell steht hierbei die radbezogene vertikale Subsystemdämpfung im Vordergrund. Bei dem vorliegenden Achskonzept wird diese jedoch als gleichwertig zur übersetzten Dämpferkennlinie erachtet.

Übertragungsfunktion des Modells ohne Berücksichtigung der Wirkung des Hydrolagers wird im Frequenzbereich im Wesentlichen durch \underline{H}_x aus Gleichung 6.10 beschrieben. c_x steht hierbei für die elastische Steifigkeit, k_x entspricht dem Dämpfungsbeiwert sowie repräsentieren a_{HReib} und b_{HReib} den Real- und Imaginärteil der vorhandenen Längsreibung. Auch wenn der Fokus auf der Identifikation des Dämpfungsbeiwerts k_x liegt, kann sich, wie in Unterabschnitt 5.3.5 bereits beschrieben, die elastische Steifigkeit c_x für den dynamischen Fall leicht von der im statischen Fall unterscheiden. Daher kann diese in dem Zusammenhang gleichermaßen nochmal anhand der dynamischen Messung optimiert werden.

$$\underline{H}_x(\omega) = c_x + a_{HReib} + i(\omega k_x + b_{HReib}) \quad (6.10)$$

Als Optimierungskriterium d_o für die Anpassung des Modells an die dynamische Längssteifigkeit wird die bereits in Abschnitt 3.1 definierte Differenz-Übertragungsfunktion H_D verwendet, indem diese anhand der aus Messung und Simulation identifizierten Übertragungsfunktionen \underline{H}_{Mess} und \underline{H}_{Sim} berechnet und anschließend deren Betrag gebildet wird. Die daraus resultierenden Werte für alle Punkte der frequenzabhängigen Übertragungsfunktion werden von der Startfrequenz f_0 bis zur Endfrequenz f_e summiert, vgl. Gleichung 6.11. Das Vorgehen entspricht der Minimierung des Abstandes zwischen den Kurven der aus Messung und Simulation identifizierten Übertragungsfunktionen in der komplexen Zahlenebene. Durch die Verwendung des Funktionsbetrages ist eine Kompensation von positiven und negativen Fehlerbeträgen ausgeschlossen.

$$d_o = \sum_{f=f_0}^{f_e} |\underline{H}_{Mess}(\omega) - \underline{H}_{Sim}(\omega)| \quad (6.11)$$

In Abbildung 6.4 werden die aus der Messung identifizierte dynamische Längssteifigkeit sowie die optimierten Übertragungsfunktionen des Modells nach Gleichung 6.10 mit und ohne Berücksichtigung von Reibung dargestellt.

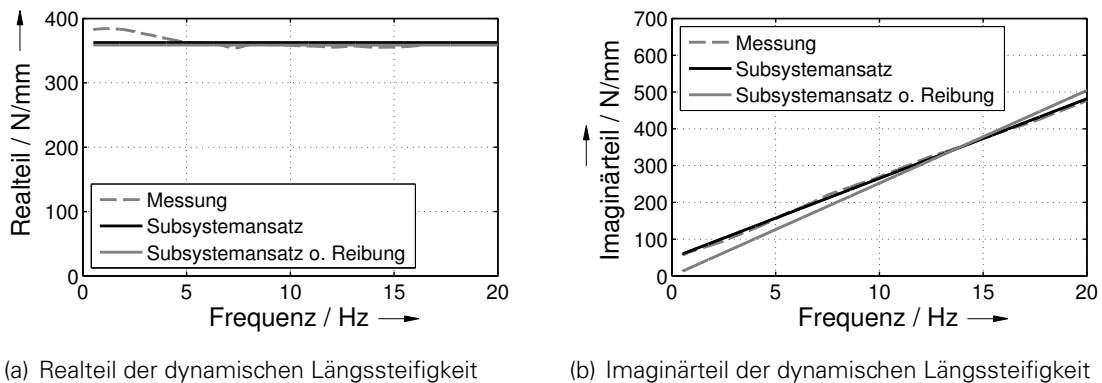


Abbildung 6.4.: Aus der Messung bestimmte und mit Modellansatz optimierte dynamische Längssteifigkeiten, Messung am dynamischen Achsprüfstand bei einer Anregungsamplitude von 1 mm

Wie aus der Abbildung hervorgeht, ist eine hohe Übereinstimmung zwischen Subsystemansatz und Messung gegeben. Bei geringen Frequenzen ist die Abweichung in der Realsteifigkeit zwar noch etwas höher, jedoch wird über den gesamten Bereich eine sehr gute Übereinstimmung ersichtlich. Ohne Berücksichtigung der Reibung zeigt sich im Imaginärteil, dass das Dämpferelement derart auf die Kennlinie optimiert wird, dass sich im Mittel eine



gute Übereinstimmung ergibt. Damit treten bei niedrigen und hohen Frequenzen größere Abweichungen auf. Durch Normierung des Betrags der Differenz-Übertragungsfunktion auf den Betrag der aus der Messung identifizierten Übertragungsfunktion kann in Analogie zur prozentualen Abweichung d_p aus Gleichung 3.5 die Güte der Übereinstimmung im vorliegenden Fall quantifiziert werden. Diese beträgt für den Ansatz mit Reibung im Mittel 2 % und für den Ansatz ohne Reibung etwa 5 %. Insbesondere im Imaginärteil wird der Unterschied mit 2 % für den Ansatz mit Reibung und 13,5 % für den Ansatz ohne Reibung deutlich. Bei Verwendung mehrerer Anregungsamplituden für die Identifikation kann gemäß Unterabschnitt 5.3.3 ebenfalls die Amplitudenabhängigkeit des Dämpfungsbeiwerts bestimmt werden. Wenn in der Übertragungsfunktion darüber hinaus ein höherer Einfluss des hydraulischen Lagers erkennbar wird, ist der gezeigte Ansatz unter Berücksichtigung der zusätzlichen Terme des hydraulischen Pfades nach Gleichung 2.6 äquivalent anwendbar.

6.3. PARAMETRIERUNG VON EIGENSCHAFTEN DER HILFSRAHMEN- UND DIFFERENZIALLAGERUNG

Bei der Parametrierung der Eigenschaften des Hilfsrahmen-Differenzial-Verbundes wird ebenfalls zwischen statischen und dynamischen Kennwerten unterschieden.

6.3.1. PARAMETRIERUNG STATISCHER EIGENSCHAFTEN DER HILFSRAHMENLAGERUNG

Die statischen Steifigkeiten der Hilfsrahmenlagerung können grundsätzlich ebenfalls mit Hilfe eines K&C-Prüfstandes ermittelt werden. Da der für die Untersuchung zur Verfügung stehende Prüfstand dazu noch um eine Messeinrichtung erweitert werden muss, wird das Vorgehen simulativ nachgewiesen. Der Systemaufbau ist durch das Referenzfahrzeug definiert, jedoch wird abschließend auf die Übertragbarkeit auf weitere Fahrzeuge eingegangen. Weiterhin ist die vorgestellte Methode ebenso auf Komponentenebene durchführbar, jedoch bietet die Subsystemebene den Vorteil, dass redundante statische Parameter bereits eliminiert werden und die Gleichungssysteme übersichtlicher sind.

Voraussetzung für die Bestimmung von Steifigkeiten der Hilfsrahmenlagerung ist die Ermittlung der Hilfsrahmenbewegung in allen sechs Freiheitsgraden. Dies kann beispielsweise über die Messung der translatorischen Bewegungen verschiedener Punkte mit dem Zählindex i und den Koordinaten $\{x_i, y_i, z_i\}$ unter Verwendung von Potenziometern oder Lasersensoren erfolgen. Daraus lässt sich die aktuelle dreidimensionale Drehung des Körpers über drei Winkel ϕ_x, ϕ_y und ϕ_z charakterisieren, wodurch in Verbindung mit einem Referenzpunkt die Hilfsrahmenbewegung an jeder beliebigen Stelle des Körpers berechnet werden kann.

Die Einleitung von Kräften in das Hilfsrahmen-Subsystem erfolgt nach Abbildung 5.13 mit Hilfe des Fahrwerks. Der K&C-Prüfstand bietet hierbei die Möglichkeit, beliebige radseitige Kräfte aufbringen zu können und wird daher genutzt, um verschiedene Überlagerungen von Kräften in den Hilfsrahmen einzuleiten und zugehörige Eigenschaften der Lagerung zu bestimmen. Grundsätzlich können diese aus beliebigen Tests identifiziert werden, jedoch gibt es Vorzugsvarianten für eine effiziente Parametrierung.

Dazu werden zunächst verschiedene Längskräfte am linken und rechten Rad aufgebracht, welche sich beim Referenzfahrzeug nahezu vollständig über den Hilfsrahmen abstützen, vgl. Abschnitt 4.3. Demnach können die radseitig und hilfssrahmenseitig wirkenden Kräfte als identisch angenommen werden. Die radseitigen Kräfte können in einer Gesamtlast, bestehend aus drei Kräften und drei Momenten, zusammengefasst werden, welche mittig zwischen den Rädern wirkt. Bei Anregung im Radmittelpunkt wird der zugehörige Punkt mit RM_m bezeichnet. Die entsprechenden Formeln sind in Gleichung 6.12 bis Gleichung 6.15 gegeben.



$$F_{x/y/z_{RM_m}} = F_{x/y/z_{RM_l}} + F_{x/y/z_{RM_r}} \quad (6.12)$$

$$M_{x_{RM_m}} = F_{z_{RM_r}} \frac{s_h}{2} - F_{z_{RM_l}} \frac{s_h}{2} \quad (6.13)$$

$$M_{y_{RM_m}} = 0 \quad (6.14)$$

$$M_{z_{RM_m}} = F_{x_{RM_l}} \frac{s_h}{2} - F_{x_{RM_r}} \frac{s_h}{2} \quad (6.15)$$

Die Indizes RM_l und RM_r bezeichnen hierbei die Radmittelpunkte von linkem und rechtem Rad. $F_{x/y/z_{RM_i}}$ entspricht jeweils der Kraft, welche in der jeweiligen Raumrichtung wirkt, während $M_{x/y/z_{RM_m}}$ das jeweils um eine bestimmte Achse resultierende Moment definiert. s_h entspricht der Spurweite der Achse.

Die Besetzung der einzelnen Kraftkomponenten hängt davon ab, ob die definierten Längskräfte gleich- oder wechselseitig eingeleitet werden. Die gleichseitige Anregung folgt hierbei der Definition der Längssteifigkeit gemäß Unterabschnitt 4.2.1. In dem Fall entfallen in RM_m die Querkkräfte sowie die Momente um die Längs- und Vertikalachse. Die Drehung um die y -Achse ist definitionsgemäß bei dem vorliegenden Test nicht gesperrt. Da RM_m die gleichen x - und z -Koordinaten wie RM_l und RM_r aufweist, muss das eingeleitete Nickmoment demnach null entsprechen. Die Anregung führt beim Hilfsrahmen gleichermaßen zu einer Längs-, Vertikal- und Nickbewegung, vgl. Abbildung 4.17.

Bei wechselseitiger Anregung der Räder entfallen in RM_m die Längs- und Vertikalkräfte sowie das Nickmoment. Dies gilt jedoch nur im linearen Fall ohne den Einfluss von Progressionen, sodass die auftretenden Zug- und Druckkräfte als symmetrisch angenommen werden können. Der wechselseitige Test führt am Hilfsrahmen zu einer Quer-, Roll- und Gierbewegung, vgl. Abbildung 4.17.

Die Eigenschaften der Hilfsrahmenlagerung werden ebenfalls im Punkt RM_m formuliert. Günstig ist hierbei die Aufstellung der Steifigkeitsmatrizen im EDP_{xz} und im EDP_y , welche auf Basis der Abstandsvektoren $\vec{l}_{EDP_{RM_m}}$ und $\vec{l}_{EDP_{EDP_y}}$ auf RM_m transformiert und addiert werden. Die zugehörigen Transformationsformeln sind im Anhang unter Abschnitt A.1 zu finden.

Daraus resultiert ein Zusammenhang nach Gleichung 6.16. Demnach sind in Analogie zu Gleichung 3.6 die in RM_m wirkenden statischen Kräfte \vec{F}_{RM_m} über die Steifigkeitsmatrix der Hilfsrahmenlagerung $\mathbf{C}_{H_{RM_m}}$ mit den Bewegungen des Hilfsrahmens $\vec{x}_{H_{RM_m}}$ verknüpft.

$$\partial \vec{F}_{RM_m} = \mathbf{C}_{H_{RM_m}} \partial \vec{x}_{H_{RM_m}} \quad (6.16)$$

Die Bewegungen und Kräfte sind hierbei bekannt, während die Steifigkeitsmatrix alle unbekanntes Größen enthält. Unter Berücksichtigung eines symmetrischen Systems (vgl. Unterabschnitt 5.2.2) gehören dazu die Steifigkeiten $c_x, c_y, c_z, c_{rx}, c_{ry}, c_{rz}, c_{rxz}$ sowie die x - und z -Komponenten l_x und l_z des Abstandsvektors $\vec{l}_{EDP_{RM_m}}$ für die Definition der Lage des EDP. Weiterhin werden die x - und z -Komponenten l_{x_y} und l_{z_y} des Abstandsvektors $\vec{l}_{EDP_{EDP_y}}$ relativ zum EDP für die Definition der Lage des EDP_y für die Quersteifigkeit einbezogen. Insgesamt liegen damit elf unbekanntes Größen vor.

Unter Anwendung des gleichseitigen Versuchs sind nach Gleichung 6.16 grundsätzlich sechs Gleichungen gegeben, jedoch entfallen das Kräftegleichgewicht in Querrichtung sowie die Momentengleichgewichte um die Längs- und Vertikalachse, da die entsprechenden Bewegungen null sind. Für das Kräftegleichgewicht in Längs- und Vertikalrichtung sowie das Momentengleichgewicht um die Querachse ergeben sich für den Punkt RM_m die Gleichungen 6.17 bis 6.19.



$$\partial F_{x_RM_m} = c_x \partial x_{H_RM} + c_x l_z \partial \phi_{yH_RM} \quad (6.17)$$

$$\partial F_{z_RM_m} = c_z \partial z_{H_RM} - c_z l_x \partial \phi_{yH_RM} \quad (6.18)$$

$$0 = c_x l_z \partial x_{H_RM} - c_z l_x \partial z_{H_RM} + (c_z l_x^2 + c_x l_z^2 + c_{ry}) \partial \phi_{yH_RM} \quad (6.19)$$

x_{H_RM} und z_{H_RM} entsprechen weiterhin der Längs- und Vertikalbewegung des Hilfsrahmens in RM_m und ϕ_{yH_RM} dem zugehörigen Nickwinkel um die y -Achse. In dem Zusammenhang ist darauf zu achten, dass ∂x_{H_RM} und ∂z_{H_RM} in RM_m einen ausreichend hohen Betrag aufweisen, um messtechnische und numerische Ungenauigkeiten auszuschließen.

Das dargestellte Gleichungssystem enthält nunmehr die fünf Unbekannten c_x , c_z , c_{ry} , l_x und l_z sowie drei zugehörige Gleichungen und ist daher unterbestimmt. Um weitere Gleichungen zur Lösung des Systems zu erhalten, wird ein weiterer Test mit einem veränderten Eintrag von Kräften und Momenten benötigt. Das ist beispielsweise durch einen weiteren Versuch bei einer anderen Vertikaleinfederung möglich. Dadurch verändert sich sowohl das Verhältnis von Vertikal- zu Längskraft infolge des veränderten Schrägfederungswinkels, jedoch wird auch der Momenteneintrag um die Querachse gegenüber dem EDP_{xz} modifiziert. Die veränderte Einfederung ist so groß zu wählen, dass diese eine ausreichende Spreizung zwischen den Varianten wiedergibt. Jedoch sollte sie ebenso ausreichend klein sein, damit keine Nichtlinearitäten wie Progressionen oder eine Änderung von Elastomerlagersteifigkeiten das System beeinflussen.

Im vorliegenden Testumfeld bietet sich weiterhin die Verwendung des Längskraftversuches im Radaufstandspunkt an (vgl. Unterabschnitt 4.2.1), wodurch eine Gesamtlast auf der Verbindungslinie der Radaufstandspunkte von linkem und rechtem Rad im Punkt RAP_m resultiert. Infolgedessen entstehen drei weitere Gleichungen in Anlehnung an Gleichung 6.17 bis Gleichung 6.19, wobei die neuen Komponenten $l_{x_RAP/y_RAP/z_RAP}$ des Abstandsvektors $l_{EDP_RAP_m}$ auf die Komponenten $l_{x/y/z}$ des Vektors $l_{EDP_RM_m}$ bezogen werden müssen. Unter der Annahme, dass der Radaufstandspunkt lediglich einen vertikalen Abstand zum Radmittelpunkt l_r aufweist, ergeben sich Gleichung 6.20 bis Gleichung 6.22. Die Zustandsgrößen für die Längs-, Vertikal- und Nickbewegung sowie die zugehörigen Kräfte werden zusätzlich mit dem Index RAP bezeichnet, um die gegenüber dem Radmittelpunkt veränderten Werte zu berücksichtigen.

$$\partial F_{x_RAP} = c_x \partial x_{H_RAP} + c_x (l_z - l_r) \partial \phi_{yH_RAP} \quad (6.20)$$

$$\partial F_{z_RAP} = c_z \partial z_{H_RAP} - c_z l_x \partial \phi_{yH_RAP} \quad (6.21)$$

$$0 = c_x (l_z - l_r) \partial x_{H_RAP} - c_z l_x \partial z_{H_RAP} + (c_z l_x^2 + c_x (l_z - l_r)^2 + c_{ry}) \partial \phi_{yH_RAP} \quad (6.22)$$

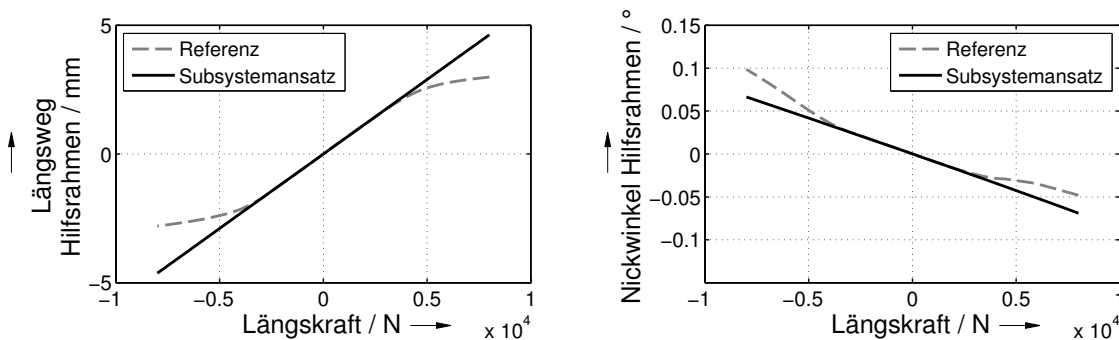
Unter Verwendung der Versuche in den beiden Anregungspunkten liegen nunmehr ausreichend Gleichungen vor, aus denen sich die fünf für die x - z -Ebene relevanten unbekannt Parameter ermitteln lassen.

Unter Anwendung des wechselseitigen Versuchs resultieren ebenfalls drei Gleichungen. Dazu gehören das Kräftegleichgewicht in Querrichtung sowie die Momentengleichgewichte um die Longitudinal- und Vertikalachse. Die entsprechenden Gleichungen werden detailliert im Anhang dargestellt und hier nur vereinfacht ausgeführt, vgl. Abschnitt A.4 und Gleichung 6.23.

$$\begin{bmatrix} \partial F_y \\ \partial M_x \\ \partial M_z \end{bmatrix} = \mathbf{A}(c_y, c_{rx}, c_{rz}, c_{rxrz}, l_{x-y}, l_{z-y}) \begin{bmatrix} \partial y_{H_RM} \\ \partial \phi_{xH_RM} \\ \partial \phi_{zH_RM} \end{bmatrix} \quad (6.23)$$

y_{H_RM} entspricht weiterhin der Querbewegung des Hilfsrahmens in RM_m und ϕ_{xH_RM} sowie ϕ_{zH_RM} entsprechen dem zugehörigen Wank- und Gierwinkel um die x - bzw. z -Achse. Das resultierende Gleichungssystem enthält gegenüber den Gleichungen 6.17 bis 6.19 in der Matrix \mathbf{A} die zusätzlichen Unbekannten $c_y, c_{rx}, c_{rz}, c_{rxrz}$ sowie I_{x_y} und I_{z_y} . Da auch hier mehr Unbekannte als Gleichungen vorliegen, bietet sich ebenfalls ein wechselseitiger Versuch auf Höhe des Radaufstandspunktes an. Da in Analogie zur gleichseitigen Anregung in dem Fall ebenfalls keine Querkräfte abgestützt werden, tritt keine Lateralverschiebung im EDP_y auf, sodass die Quersteifigkeit c_y nicht bestimmt werden kann. Zu deren Identifikation ist im Weiteren noch ein Querkrafttest mit asymmetrischer Krafteinleitung notwendig.

Abschließend sind alle Subsystemsteifigkeiten sowie die Lage der EDP des Hilfsrahmensubsystems vollständig bestimmt. Die Übereinstimmung der auf Komponentenebene simulierten Hilfsrahmenbewegung mit dem identifizierten Subsystemansatz wird beispielhaft anhand der Längs- und Nickbewegung des Hilfsrahmens bei gleichseitiger Längsanregung in Abbildung 6.5 dargestellt.



(a) Simulierte und identifizierte Hilfsrahmenbewegung in Längsrichtung in RM_m in Abhängigkeit von der eingeleiteten Längskraft

(b) Simulierte und identifizierte Nickbewegung des Hilfsrahmens in Abhängigkeit von der eingeleiteten Längskraft

Abbildung 6.5.: Vergleich der auf Komponentenebene simulierten (Referenz) und mit Hilfe des Subsystemansatzes identifizierten Hilfsrahmenbewegung in RM_m

Wie aus der Darstellung erkennbar wird, zeigen die simulierte statische Hilfsrahmenbewegung und der identifizierte Subsystemansatz eine sehr gute Übereinstimmung im linearen Bereich. Für den Längsweg am Hilfsrahmen beträgt die mittlere Abweichung etwa 0,5 mm, wobei die Abweichung im progressiven Teil ab ca. 4000 N höher und im linearen Bereich niedriger ist. Für den Nickwinkel am Hilfsrahmen trifft das ebenfalls zu. Dieser weist eine mittlere Abweichung von etwa $0,01^\circ$ zwischen den zwei Kurven auf. Dennoch ist der gezeigte Ansatz nicht auf den linearen Bereich beschränkt, da die Nichtlinearitäten infolge der Progressionen durch variable Systemparameter ebenfalls berücksichtigt werden können.

Im Gegensatz zum Referenzfahrzeug existieren noch weitere Achskonzepte, in denen nur ein Teil oder nahezu gar keine Longitudinalkraft über den Hilfsrahmen geleitet wird. In dem Fall ist es zielführend, entweder alle Lenkeranbindungen zum Aufbau oder zum Hilfsrahmen (je nach Anzahl der Lagerungen bzw. Aufwand der Demontage) zu trennen und die entsprechende Variante gegenüber der Serie zu analysieren. Sofern bezogen auf eine globale Raumrichtung keine Kräfte in den Hilfsrahmen eingeleitet werden (beispielsweise, weil nahezu keine achsseitigen Längskräfte im Hilfsrahmen abgestützt werden), werden die Parameter der Hilfsrahmenlagerung aus dynamischen Anregungen bestimmt.

Durch die Verfahren lassen sich die jeweiligen Steifigkeiten zwischen Radmasse, Aufbau und Hilfsrahmen getrennt betrachten und die über den Hilfsrahmen in den Aufbau eingeleiteten Kräfte definieren. Dies ist auch schnell für Wettbewerbsfahrzeuge im Prozess durchführbar.

6.3.2. PARAMETRIERUNG DYNAMISCHER EIGENSCHAFTEN DER HILFSRAHMEN- UND DIFFERENZIALLAGERUNG

Die Parametrierung der dynamischen Eigenschaften der Hilfsrahmen- und Differenziallagerung erfolgt am dynamischen K&C-Prüfstand. Das System aus Fahrwerk, Hilfsrahmen und Differenzial wird gemäß Abschnitt 5.4 durch eine Zusammenschaltung der sechsdimensionalen Übertragungsmatrizen von Fahrwerk, Hilfsrahmenmasse, Hilfsrahmenlagerung, Differenzialmasse und Differenziallagerung beschrieben. Die radbezogene Übertragungsmatrix des Systems ist damit durch die dynamische Verhärtung der Elastomerlagerungen, aber auch durch die Eigenschwingungen von Hilfsrahmen- und Differenzialmasse geprägt. Für die Systemidentifikation am dynamischen K&C-Prüfstand wird eine radseitige Anregung in Längs- und Vertikalrichtung aufgebracht. Die Parametrierung wird im vorliegenden Fall für eine eindimensionale Schwingung anhand des Systemschaubilds in Abbildung 6.6 erläutert.

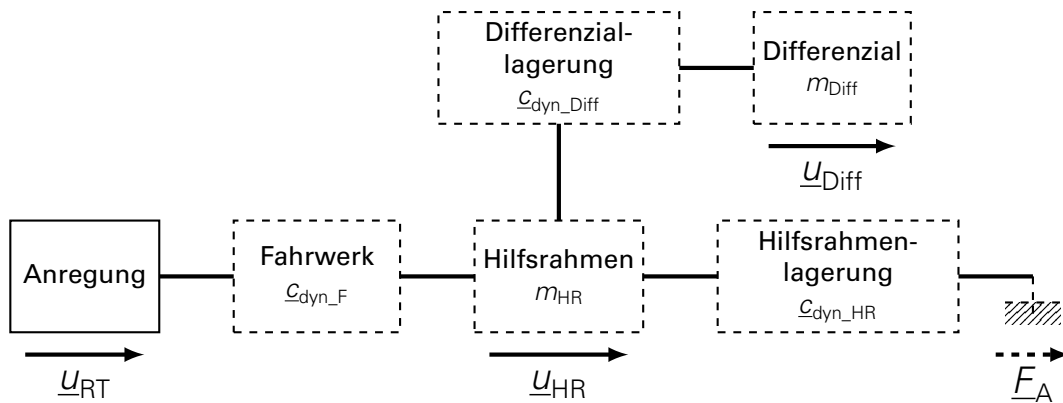


Abbildung 6.6.: Systemstruktur von Fahrwerk, Hilfsrahmen und Differenzial

In dem Zusammenhang stehen \underline{u}_{RT} für den Anregungsweg am Radträger, \underline{u}_{HR} für den Hilfsrahmenweg sowie \underline{u}_{Diff} für den Differenzialweg. \underline{F}_A beschreibt wiederum die am Aufbau gemessene Kraft infolge der Anregung. Die Parameter \underline{c}_{dyn_F} , \underline{c}_{dyn_HR} und \underline{c}_{dyn_Diff} stehen für die dynamischen Steifigkeiten von Fahrwerk, Hilfsrahmen- und Differenziallagerung und gehören zu den gesuchten Größen. m_{HR} und m_{Diff} entsprechen wiederum den Ersatzmassen des Hilfsrahmen- bzw. Differenzialsubsystems und sind ebenfalls gesucht.

Hinsichtlich der Parametrierung werden weitere charakteristische Übertragungsfunktionen eingeführt. Das Verhältnis aus der Kraft am ruhenden Aufbau \underline{F}_A und der Eingangsbewegung \underline{u}_{RT} wird durch die Übertragungsfunktion \underline{c}_{dyn_ges} wiedergegeben. \underline{G}_{HR} und \underline{G}_{Diff} beschreiben wiederum jeweils die Übertragungsfunktionen von Hilfsrahmen- und Differenzialbewegung \underline{u}_{HR} bzw. \underline{u}_{Diff} gegenüber der Anregung \underline{u}_{RT} , vgl. Gleichung 6.24 bis Gleichung 6.26.

$$\underline{c}_{dyn_ges}(\omega) = \frac{\underline{F}_A(\omega)}{\underline{u}_{RT}(\omega)} \quad (6.24)$$

$$\underline{G}_{HR}(\omega) = \frac{\underline{u}_{HR}(\omega)}{\underline{u}_{RT}(\omega)} \quad (6.25)$$

$$\underline{G}_{Diff}(\omega) = \frac{\underline{u}_{Diff}(\omega)}{\underline{u}_{RT}(\omega)} \quad (6.26)$$

Die Übertragungsfunktion \underline{c}_{dyn_ges} lässt sich aus den Messgrößen direkt berechnen. Auch wenn die Wege von Hilfsrahmen und Differenzial nicht bekannt sind, lassen sich durch Kenntnis der zugehörigen Beschleunigungen von Hilfsrahmen und Differenzial \underline{a}_{uHR} bzw.



\underline{a}_{uDiff} ebenfalls die Übertragungsfunktionen \underline{G}_{HR} und \underline{G}_{Diff} bestimmen, vgl. Gleichung 6.27 und Gleichung 6.28.

$$\underline{G}_{HR}(\omega) = \frac{\underline{a}_{uHR}(\omega)}{\underline{a}_{uRT}(\omega)} \quad (6.27)$$

$$\underline{G}_{Diff}(\omega) = \frac{\underline{a}_{uDiff}(\omega)}{\underline{a}_{uRT}(\omega)} \quad (6.28)$$

Auf Basis von Gleichung 6.25 und unter Kenntnis der Anregung \underline{u}_{RT} lässt sich anschließend die Bewegung des Hilfsrahmens \underline{u}_{HR} bestimmen, vgl. Gleichung 6.29.

$$\underline{u}_{HR}(\omega) = \underline{G}_{HR}(\omega)\underline{u}_{RT} \quad (6.29)$$

Da der Aufbau gefesselt ist, kann die Hilfsrahmenbewegung nun verwendet werden, um zunächst die dynamische Steifigkeit der Hilfsrahmenlagerung \underline{c}_{dyn_HR} zu identifizieren. Dazu wird diese mit der Kraft am Aufbau \underline{F}_A verrechnet, vgl. Gleichung 6.30.

$$\underline{c}_{dyn_HR}(\omega) = \frac{\underline{F}_A(\omega)}{\underline{u}_{HR}(\omega)} \quad (6.30)$$

Da die von der Frequenz und Amplitude abhängige Übertragungsfunktion \underline{c}_{dyn_HR} beim vorliegenden Referenzfahrzeug maßgeblich durch hydraulische Lager geprägt ist, lassen sich aus dem resultierenden Verlauf ebenfalls die Parameter des Hydro-Lager-Modells gemäß Abbildung 2.7 bestimmen. Der statische Kennwert, welcher sich aus der zugehörigen Übertragungsfunktion für $f \rightarrow 0$ ergibt, deckt sich in dem Zusammenhang mit der in Unterabschnitt 6.3.1 bestimmten Steifigkeit. Bei Verrechnung mit der Gesamtsteifigkeit \underline{c}_{dyn_ges} unter der Bedingung $f \rightarrow 0$ ergibt sich die statische Steifigkeit des Fahrwerks c_F .

Die bereits bestimmten Parameter c_F und \underline{c}_{dyn_HR} können weiterhin verwendet werden, um die übrigen Systemeigenschaften zu bestimmen. Dazu ist die Kenntnis über die Zusammenhänge zwischen den bereits bekannten Übertragungsfunktionen aus Gleichung 6.24 bis Gleichung 6.26 und den Systemeigenschaften erforderlich. Diese werden im Folgenden dargelegt.

Zunächst wird für die dynamische Steifigkeit des Fahrwerks ein Ansatz gemäß Gleichung 6.31 angenommen.

$$\underline{c}_{dyn_F}(\omega) = c_F + i\omega k_F \quad (6.31)$$

Der Ansatz wird analog für die dynamische Steifigkeit der Differenziallagerung angewandt, vgl. Gleichung 6.32.

$$\underline{c}_{dyn_Diff}(\omega) = c_{Diff} + i\omega k_{Diff} \quad (6.32)$$

Die noch zu bestimmenden Systemeigenschaften sind damit durch k_F , m_{HR} , c_{Diff} , k_{Diff} und m_{Diff} gegeben.

Gemäß der Systemvorstellung aus Abbildung 6.6 resultiert aus dem Kräftegleichgewicht am Hilfsrahmen die Übertragungsfunktion zwischen den Bewegungen von Hilfsrahmen und Anregung \underline{G}_{HR} , vgl. Gleichung 6.33.

$$\underline{G}_{HR}(\omega) = \frac{\underline{c}_{dyn_F}(\omega)}{\underline{c}_{dyn_F}(\omega) + \underline{c}_{dyn_HR}(\omega) + \underline{c}_{dyn_Diff}(\omega) - \omega^2 m_{HR} - \frac{c_{dyn_Diff}^2(\omega)}{\underline{c}_{dyn_Diff}(\omega) - \omega^2 m_{Diff}}} \quad (6.33)$$



Die Übertragungsfunktion zwischen der Bewegung von Differenzial und Anregung $\underline{G}_{\text{Diff}}$ ist wiederum durch Gleichung 6.34 definiert.

$$\underline{G}_{\text{Diff}}(\omega) = \frac{c_{\text{dyn_Diff}}(\omega)}{c_{\text{dyn_Diff}}(\omega) - \omega^2 m_{\text{Diff}}} \underline{G}_{\text{HR}}(\omega) \quad (6.34)$$

Weiterhin ist die Übertragungsfunktion zwischen Aufbaukraft und Bewegung am Eingang $\underline{c}_{\text{dyn_ges}}$ durch Gleichung 6.35 definiert.

$$\underline{c}_{\text{dyn_ges}}(\omega) = \underline{c}_{\text{dyn_HR}}(\omega) \underline{G}_{\text{HR}}(\omega) \quad (6.35)$$

Die gegebenen Übertragungsfunktionen werden verwendet und unter Variation der Parameter k_F , m_{HR} , c_{Diff} , k_{Diff} und m_{Diff} auf die gemessenen Verläufe gemäß Gleichung 6.24 bis Gleichung 6.26 optimiert. Dazu wird das Optimierungskriterium aus Gleichung 6.11 verwendet.

6.4. PARAMETRIERUNG DER AGGREGATLAGERUNG

Wie in Abschnitt 4.4 bereits gezeigt wird, stellen sich die Subsystemeigenschaften des Aggregats bei Verwendung von hydraulischen Lagern als sehr komplex dar. Die Modellierung folgt daher gemäß Abschnitt 5.5 einer Aufteilung des Systems in viskoelastische Subsystemeigenschaften und einzelne Hydrolager. Eine Identifikation aller Eigenschaften der Motorlagerung auf der komponentenunabhängigen Subsystemebene ist daher nur bedingt zielführend. Demnach erfolgt die Parametrierung der Aggregatlagerung zwangsläufig auf Komponentenebene, welche anschließend auf Subsystemebene übertragen werden kann. Für die markeneigenen Fahrzeuge, welche im Rahmen des Entwicklungsprozesses ausgelegt werden, bieten sich zunächst zwei Vorgehensweisen an. Einerseits können die Subsystemeigenschaften anhand der Komponentenparameter in Analogie zu Abschnitt 5.2 aus vorhandenen Lagermodellen bedatet werden. Alternativ findet ein virtueller Aggregateprüfstand Anwendung, bei der der frei schwingbare oder fixierte Aggregatkörper karosserie-seitig mit definierten Bewegungen oder Kräften angeregt wird. Anschließend lässt sich für den Anregungspunkt die sechsdimensionale Übertragungsmatrix identifizieren, ohne dass einzelne Komponenteneigenschaften betrachtet werden. Daraus lassen sich wiederum in Anlehnung an [NN07] die Lage der EDA und die zugehörigen Subsystemsteifigkeiten bestimmen. Für Wettbewerbsfahrzeuge stehen die angeführten Simulationsmodelle nicht zur Verfügung, sodass das oben definierte Vorgehen nicht umsetzbar ist. Daher wird für diesen Fall eine Methode vorgestellt und simulativ geprüft, welche unter bestimmten Voraussetzungen die Identifikation der Lagereigenschaften im Betrieb ermöglicht.

Die Problemstellung wird anhand der einzelnen Lager konkretisiert. Die gesuchte dynamische Lagersteifigkeit $\underline{H}_{z z_i}(\omega)$ definiert das lokale Verhältnis aus Kraft $\underline{F}_{z_i}(\omega)$ und Verformungsweg $\underline{z}_i(\omega)$ für das jeweilige Lager i an dessen Position gemäß Gleichung 6.36.

$$\partial \underline{F}_{z_i}(\omega) = \underline{H}_{z z_i}(\omega) \partial \underline{z}_i(\omega) \quad (6.36)$$

Für endliche Verformungen werden $\partial \underline{F}_{z_i}(\omega)$ und $\partial \underline{z}_i(\omega)$ durch $\Delta \underline{F}_{z_i}(\omega)$ und $\Delta \underline{z}_i(\omega)$ ersetzt. Die lagerbezogenen Kräfte werden entweder aus der Kenntnis der Massen, Trägheiten, Schwerpunktlage und des Beschleunigungszustands des Aggregats bestimmt oder die Kräfte werden direkt am Lager gemessen. Weiterhin werden die Beschleunigungen des Motors über mindestens drei Beschleunigungssensoren bestimmt. Es wird angenommen, dass in dem relevanten Frequenzbereich bis 30 Hz keine Kontinuumsmoden in der Motorstruktur auftreten. Demnach kann in Analogie zum Hilfsrahmen (vgl. Unterabschnitt 6.3.1)



der zeitabhängige Beschleunigungszustand definiert werden, welcher die Berechnung von Beschleunigungen des Körpers in beliebigen Punkten zulässt. Gleichermaßen wird der Bewegungszustand des Fahrzeugaufbaus identifiziert. Dies geschieht entweder durch vier Beschleunigungssensoren unter Berücksichtigung von Huben, Nicken, Wanken und Torsion des Aufbaus oder durch drei Sensoren, welche karosserie-seitig nahe den Motorlagern angebracht werden, um lokale Verformungen einzubeziehen.

Für die Bestimmung der nichtlinearen amplituden- und frequenzabhängigen vertikalen Lagersteifigkeiten im Prozess wird das frei schwingbare Fahrzeug auf einen dynamischen K&C-Prüfstand (vgl. Unterabschnitt 3.2.4) oder Vierstempel-Prüfstand appliziert und mit einem Frequenzsweep mit unterschiedlichen Amplituden angeregt, vgl. Abschnitt 3.1. Im vorliegenden Fall wird simulativ der dynamische Aggregatschwingungsprüfstand entsprechend Abschnitt 4.4 verwendet, bei dem der Fahrzeugaufbau direkt angeregt wird. Das Vorgehen ist dennoch auf beliebige Prüfstände, welche ein frei schwingendes Aggregat berücksichtigen, übertragbar.

Durch eindeutige Definition der Anregungsfrequenz und der Verwendung verschiedener Amplituden werden ebenfalls die Aggregatelager in einem breiten, eindeutig definierten Betriebsspektrum belastet. Während die auftretenden Frequenzen grundsätzlich denen der Anregung entsprechen, hängt die Verformungsamplitude maßgeblich von den Wechselwirkungen im System Fahrzeug ab.

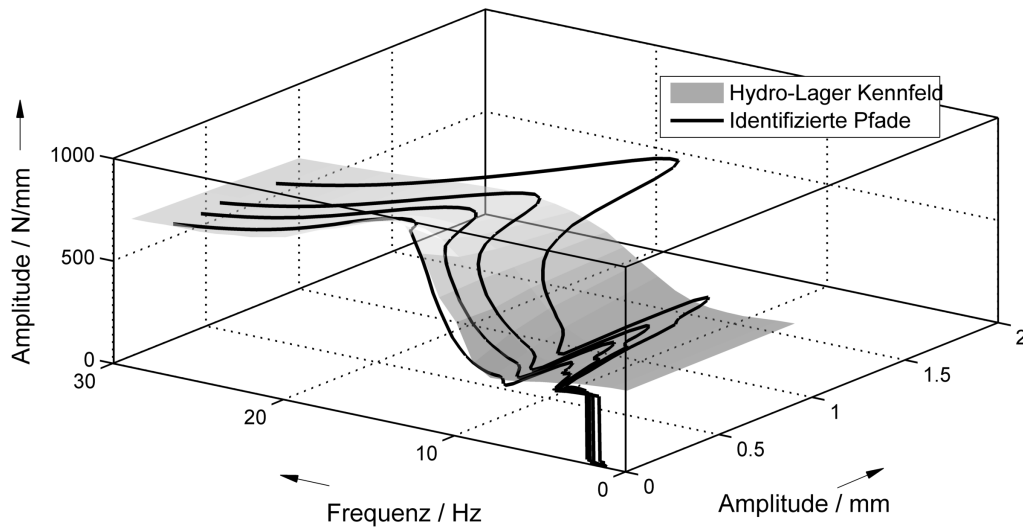
Die Bestimmung der dynamischen Lagerverformung erfolgt durch Auswertung der Ebenengleichungen für die Beschleunigungen von Aggregat und Aufbau in den Anbindungspunkten der Aggregatelager. Diese werden mit Hilfe einer FFT (vgl. Abschnitt 3.1) in den Frequenzbereich transformiert und durch Multiplikation mit $-1/\omega^2$ in die entsprechenden Bewegungen umgewandelt. Diese Umrechnung ist durch die definierte Anregung spezifischer Frequenzen nur mit einem geringen Fehler belastet. Die dynamische Lagerverformung Δz_{AGL_i} entspricht wiederum der Differenz aus Aggregat- und Aufbaubewegung (z_{AGG_i} und z_{A_i}) in dem jeweiligen Punkt i , vgl. Gleichung 6.37.

$$\Delta z_{AGL_i} = z_{A_i} - z_{AGG_i} \quad (6.37)$$

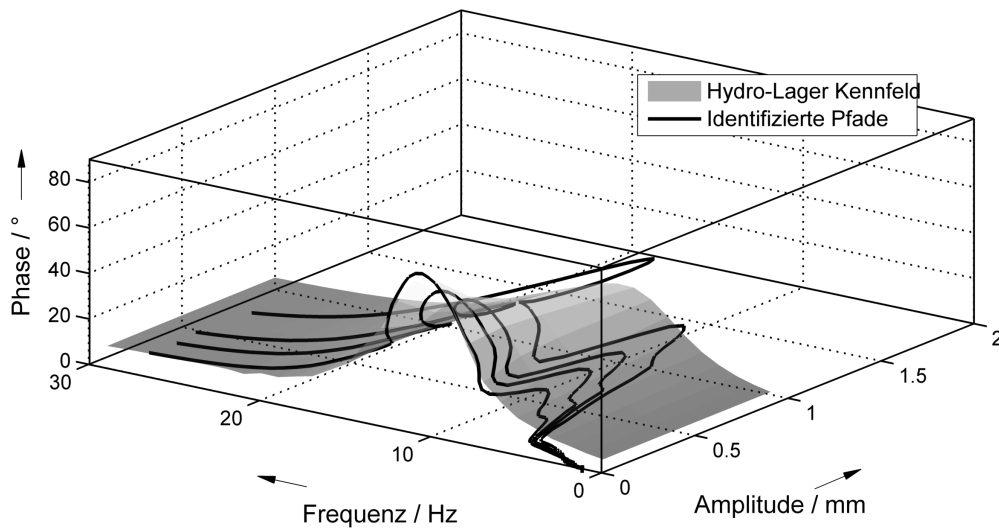
Durch Auswertung der Zustände während der Sweep-Anregung lässt sich für jede Frequenz eine entsprechende Amplitude und Phase der komplexen Lagerverformung berechnen. Die auftretenden Lagerkräfte werden ebenfalls in den Frequenzbereich transformiert. Der Quotient aus diesen Kräften und der jeweiligen Verformung entspricht der gesuchten dynamischen Steifigkeit des Übertragungsgliedes nach Gleichung 6.36. Die identifizierten Elemente der Übertragungsfunktion werden am Beispiel des hinteren Aggregatelagers in Abbildung 6.7 dem Übertragungskennfeld der Komponente gegenübergestellt. Da dieses von Amplitude und Frequenz abhängig ist, wird eine dreidimensionale Darstellung gewählt.

In der Abbildung sind jeweils die Amplituden und Phasen der Übertragungsfunktion dargestellt. Die geschlossenen Flächen entsprechen dem Übertragungskennfeld, welches aus einer Messung am Komponentenprüfstand für das Lager ermittelt wurde. Die darin enthaltenen "identifizierten Pfade" wurden bei jeweils einer Anregungsamplitude nach der obigen Methode identifiziert. Da sich die Relativamplitude zwischen karosserie- und motorseitigem Lagerpunkt kontinuierlich über der Frequenz ändert, variiert ebenso die zugehörige Lage des jeweils identifizierten Betriebspunktes im dreidimensionalen Kennfeld.

Der Abbildung ist zu entnehmen, dass die identifizierten Pfade sehr gut dem tatsächlichen Kennfeld des Lagers entsprechen. Dies gilt sowohl für die Amplitude als auch die Phase der Übertragungsfunktion. Unter erneuter Verwendung der auf der normierten Differenz-Übertragungsfunktion basierten prozentualen Abweichung d_p aus Gleichung 3.5 ergibt sich für die innerhalb des Referenz-Lagerkennfeldes liegenden Punkte der identifizierten Pfade eine mittlere Abweichung von etwa 4 %. Bei Berücksichtigung zusätzlicher Anregungsamplituden kann weiterhin der identifizierte Bereich des Kennfeldes erweitert und so die



(a) Amplitude des Übertragungskennfeldes in Vertikalrichtung



(b) Phase des Übertragungskennfeldes in Vertikalrichtung

Abbildung 6.7.: Identifikation nichtlinearer Übertragungseigenschaften am hinteren Aggregatlager

Auflösung entsprechend angepasst werden. Auch wenn sich aufgrund des nichtlinearen Systemverhaltens die resultierende Verformungsamplitude nichtlinear mit der Anregungsamplitude verändert, kann generell von größeren auftretenden Relativamplituden bei höheren Anregungsamplituden ausgegangen werden.

Für die beiden, hier nicht dargestellten, vorderen Aggregatlager ist die Übereinstimmung zwischen Kennfeld und identifizierten Pfaden vergleichbar.

Die identifizierten Aggregatlagerungseigenschaften lassen sich weiterhin verwenden, um nichtlineare Hydrolagermodelle nach Unterabschnitt 2.3.2 zu bedaten. Diese kommen in Komponentenmodellen zum Einsatz, welche entweder mit einem ebenfalls auf Komponentenebene oder mit einem auf Subsystemebene modellierten Gesamtfahrzeugansatz gekoppelt werden. Andererseits lassen sich aus den Komponenteneigenschaften gemäß Ab-



schnitt 5.2 abstrahierte Subsystemeigenschaften ableiten und für eine konzeptunabhängige Analyse oder Abstimmung des Aggregatschwingungssystems verwenden.

6.5. DISKUSSION ZUM STAND DES PARAMETRIERUNGSVORGEHENS

Im vorliegenden Kapitel wurden die Parametrierungsmethoden für die Modellparameter des Subsystemansatzes nach Kapitel 5 erläutert. Für markeneigene Fahrzeuge stellt sich die Problemstellung hierbei vereinfacht dar, da zusätzlich zu Gesamtfahrzeugmessungen oft virtuelle Komponentenmodelle des Vorgängers genutzt werden können. Bei Wettbewerberfahrzeugen hingegen müssen zwangsläufig immer reale Bauteile vermessen werden. Dahingehend wurde gezeigt, wie mit Hilfe von Gesamtfahrzeugtests schnell verallgemeinerte Subsystemeigenschaften bestimmt werden können. Falls zur Identifikation bestimmter Parameter entsprechende Prüfstände nicht vorlagen, wurden geeignete Methoden hergeleitet. Diese müssen weiterhin an realen Prüfständen geprüft werden.

Die statischen Fahrwerkseigenschaften werden vorwiegend aus K&C-Messungen parametrisiert. Diese sind im Rahmen der Prozessanwendung oftmals bereits vorhanden, da sie ebenfalls zur Analyse von Fahrdynamik bestimmenden Subsystemeigenschaften verwendet werden. Ein dynamischer K&C-Prüfstand, der für die Bestimmung dynamischer Fahrwerkseigenschaften von Wettbewerberfahrzeugen eingesetzt werden kann, ist häufig nicht vorhanden. Das Vorgehen wurde daher auch im vorliegenden Fall anhand eines dynamischen Achsprüfstandes erläutert, welches eine gute Identifizierbarkeit der benötigten dynamischen Eigenschaften zeigte. Bei Anwendung an einem dynamischen K&C-Prüfstand ist zukünftig festzustellen, inwiefern Karosserieeigenschaften das zu identifizierende System beeinflussen. Die Bestimmung von Parametern auf einem Vierstempel-Prüfstand nach [TBIB11] ist ebenfalls denkbar, jedoch stehen hierbei vorwiegend Eigenschaften, die für die Vertikalrichtung relevant sind, im Vordergrund.

Mit Hilfe des K&C-Prüfstandes werden ebenfalls statische Steifigkeiten der Hilfsrahmenlagerung bestimmt. Dazu wurde das Vorgehen unter Zuhilfenahme gleichseitiger und wechselseitiger Anregungen im Radmittel- und im Radaufstandspunkt dargestellt sowie die benötigten Formeln hergeleitet. Die Methode eignet sich sehr gut zur zeiteffizienten Bestimmung von Eigenschaften der Hilfsrahmenlagerung für beliebige Fahrzeuge, ohne dass eine Zerlegung in einzelne Komponenten erforderlich ist. Demnach können ebenfalls Wettbewerberfahrzeuge in einen Benchmark auf Subsystemebene einbezogen werden. Bei Erprobung der Methode an einem K&C-Prüfstand sind der Einfluss von Karosserieeigenschaften und in dem Zusammenhang auch die Wahl geeigneter Referenzpunkte zur Wegmessung am Hilfsrahmen von besonderer Bedeutung. Die Bestimmung dynamischer Eigenschaften der Hilfsrahmenlagerung und der Eigenschaften der Differenziallagerung erfolgt bevorzugt unter Verwendung eines dynamischen K&C-Prüfstandes. Hier ist zukünftig ebenfalls die Bestimmung aus Gesamtfahrzeugfahrversuchen denkbar.

Obwohl bereits in Kapitel 5 die Modellebene so definiert wurde, dass mit minimalem Parameterbedarf ein Maximum an Fahrzeugdynamik dargestellt werden kann, wurde eine Abstraktion aller Eigenschaften der Aggregatlagerung auf Subsystemebene als nicht zielführend erachtet. Demnach erfolgt auch die Parametrierung aus realen Fahrzeugen auf Komponentenebene. Dafür wurde eine Methode vorgestellt, die eine Identifikation der nichtlinearen amplituden- und frequenzabhängigen Lagereigenschaften im Fahrzeugbetrieb zulässt. Dies gilt insbesondere auch für Wettbewerberfahrzeuge. Die größte Herausforderung liegt hierbei in der Bestimmung der an den Aggregatlagern wirkenden Kräfte. Zur Vereinfachung des Prozesses ist zukünftig jedoch auch die Teilidentifikation von Parametern aus weiteren Gesamtfahrzeugtests denkbar.



7. PROZESSDEFINITION MIT INTEGRATION DER SUBSYSTEMMETHODIK



Nach der Analyse und Modellierung der einzelnen Fahrzeugs subsysteme sowie der Erläuterung des Parametrierungsvorgehens in den vorherigen Kapiteln soll in dem kommenden Kapitel auf die Integration der definierten Subsystemmethodik innerhalb des Entwicklungsprozesses eingegangen werden. Da die Definition eines durchgängigen strukturierten Ableitungsprozesses von der Gesamtfahrzeug- bis zur Komponentenebene derzeit noch Gegenstand der Forschung in der Fahrdynamik ist, liegt die Erfüllung dieses Anspruches im Fahrkomfort außerhalb des Fokus der vorliegenden Arbeit. Daher soll im aktuellen Kapitel auf das grundsätzliche Vorgehen zur Integration der Subsystemebene im Entwicklungsprozess des Fahrkomforts eingegangen werden, wobei detaillierte Schritte zukünftig noch präziser auszuformulieren sind.

Die Definition des Entwicklungsprozesses orientiert sich am V-Modell nach Abschnitt 2.1. Die Integration der Methodik im linken Ast der Anforderungsableitung wird anhand Abbildung 7.1 erläutert.

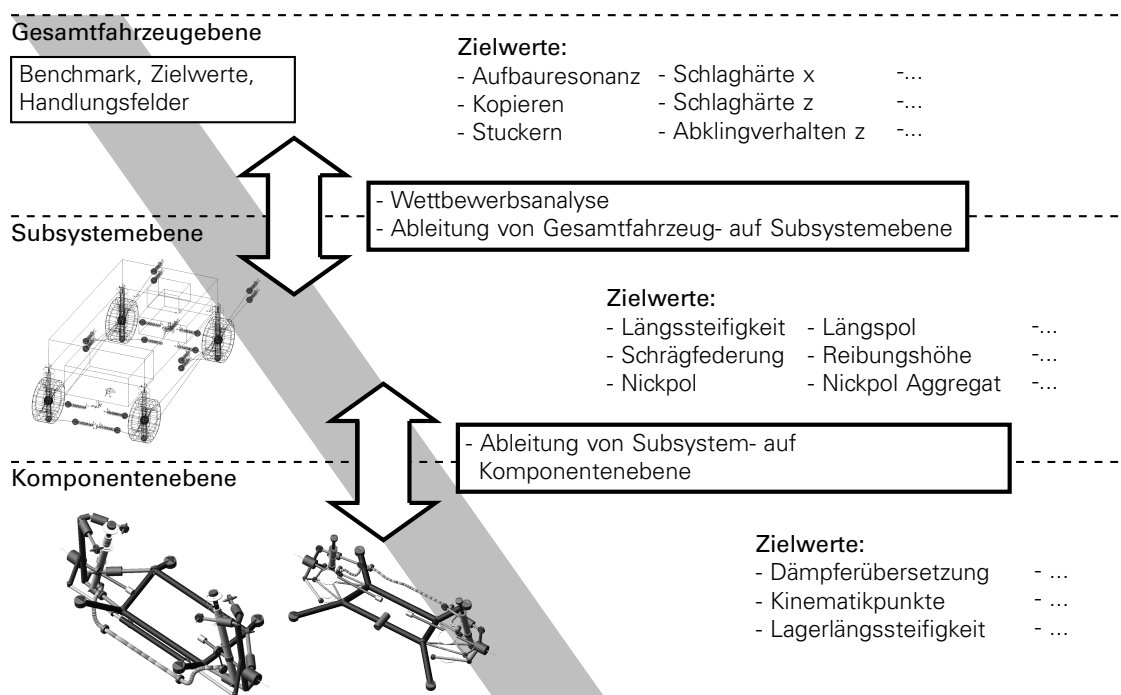


Abbildung 7.1.: Überblick über den Einsatz der Subsystemmethodik im linken Ast des Entwicklungsprozesses nach dem V-Modell

Wie aus der Abbildung hervorgeht, erfolgt der Einsatz der Methodik vorwiegend in der Eigenschaftsableitung. Dazu wird zunächst auf Gesamtfahrzeugebene die Wettbewerbsanalyse unterstützt, indem parallel zu den subjektiven und objektiven Fahrzeugverhaltensbeurteilungen, Konzeptmodelle der einzelnen Wettbewerberfahrzeuge aufgebaut werden, um die Unterschiede in den Gesamtfahrzeugkennwerten zu analysieren. Nach Definition der Zielwerte auf Gesamtfahrzeugebene werden diese mit Hilfe der Methodik auf Subsystemebene abgeleitet. Auf Basis der neu definierten Subsystemeigenschaften werden wiederum Komponentenparameter bestimmt.

Die Wettbewerbsanalyse sowie die gezielte Ableitung von Gesamtfahrzeug- auf Subsystemeigenschaften erfordert die Kenntnis der Abhängigkeiten des Gesamtfahrzeugschwingungsverhaltens von Subsystemparametern. Die zugehörigen Einflüsse werden für einzelne spezielle Parameter noch einmal in Abschnitt 7.1 analysiert.



7.1. ABHÄNGIGKEIT DES FAHRZEUGSCHWINGUNGSVERHALTENS VON SUBSYSTEMPARAMETERN

Um eine Analyse und Auslegung auf Gesamtfahrzeugebene anhand von Subsystemparametern zu ermöglichen, ist die Kenntnis der Größe der zugehörigen Parametereinflüsse von hoher Bedeutung. Eine Analyse mit Hilfe von Komponentenmodellen ist für die folgenden Fragestellungen zwar ebenfalls möglich, jedoch überlagern sich bei Variation von Komponenteneigenschaften häufig mehrere Effekte auf Subsystemebene (vgl. Unterabschnitt 2.1.2), sodass nie sichergestellt ist, welche Systemeigenschaft das Schwingverhalten vorwiegend beeinflusst. Im vorliegenden Fall werden daher die Subsystemeigenschaften des Modellansatzes nach Kapitel 5 unabhängig voneinander variiert. Da eine detaillierte Betrachtung aller Eigenschaften über den Umfang der Arbeit hinausgehen würde, sollen nur einzelne Einflüsse beschrieben werden. Die quantitativen Einflüsse aller Parameter werden im Hinblick auf die Zielwertableitung noch einmal in Abschnitt 7.3 gegenübergestellt.

7.1.1. EINFLUSS DER FAHRWERKSLÄNGSSTEIFIGKEIT

Auch wenn gemäß der Literatur generell eine geringe Längssteifigkeit des Fahrwerks bzw. der beteiligten Elastomerlager gefordert ist (vgl. Unterabschnitt 2.4.2), ist der quantitative Einfluss des Parameters (insbesondere unabhängig von weiteren Parametern) weitestgehend unbekannt.

Ausgehend von der Konfiguration des Referenzfahrzeugs wird die Längssteifigkeit an der Vorderachse jeweils verdoppelt sowie halbiert und die Systemantwort bei Überfahrt einer positiven Kante von ca. 20 mm Höhe analysiert. Gemäß Gleichung 5.11 wird die Längssteifigkeit variiert, indem alle Elemente der Achsmatrix skaliert werden. Zusätzlich wird die Kraft des nichtlinearen Federanteils gleichermaßen angepasst.

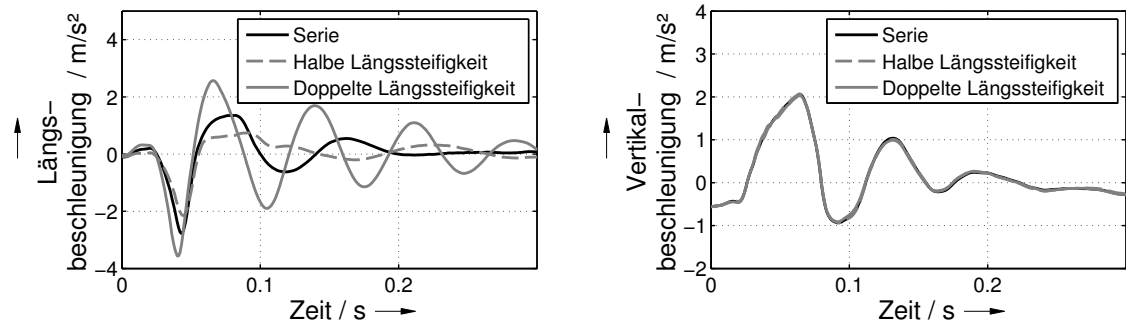
Die resultierenden Zeitsignale am Fahrersitz werden für die Längs- und Vertikalrichtung in Abbildung 7.2 (a) und (b) dargestellt.

Die Längssteifigkeit zeigt in Längsrichtung einen relativ hohen Einfluss auf das Ausschwingverhalten. Mit steigender Längssteifigkeit nehmen Peak-to-Peak Amplitude, Ausschwingfrequenz und Ausschwingzeit zu. Trotz der Kopplung von Längs- und Vertikalrichtung ist der Unterschied im Ausschwingverhalten in Vertikalrichtung nur sehr gering.

Das Verhalten lässt sich damit begründen, dass die Längssteifigkeit den Widerstand beim Überfahren der Kante maßgeblich erhöht und somit ebenfalls höhere Kräfte respektive Beschleunigungen in Längsrichtung auftreten. Infolge der höheren Steifigkeit erhöht sich ebenfalls die Eigenfrequenz des Achssystems, weshalb die Ausschwingfrequenz zunimmt. Aufgrund der höheren Amplitude zu Schwingungsbeginn ist auch eine Zunahme der Schwingungsdauer bzw. Abklingzeit plausibel.

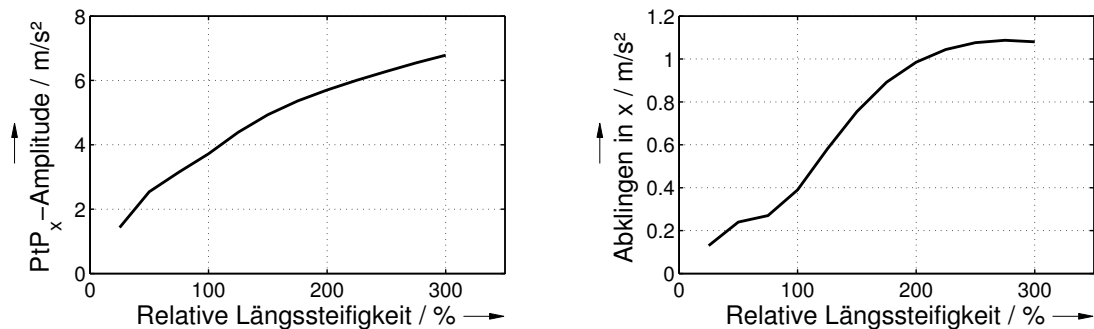
Zur Charakterisierung des funktionalen Zusammenhangs von Peak-to-Peak Amplitude und Abklingverhalten gegenüber der Längssteifigkeit werden diese noch einmal separat dargestellt, vgl. Abbildung 7.2 (c) und (d). Das Abklingverhalten wird dabei nicht nur über die Dauer des Ausschwingens sondern auch über die Höhe der dabei auftretenden Amplitude charakterisiert, sodass der Kennwert in m/s^2 angegeben wird.

Gemäß Abbildung 7.2 (c) zeigt die Peak-to-Peak Amplitude einen monotonen, leicht degressiven Anstieg über der Längssteifigkeit. Der Anstieg kann im Linearteil mit etwa $0,75 \text{ m/s}^2$ je 100 N/mm beziffert werden und ist damit vergleichsweise hoch. Der Wert für das Abklingverhalten in Abbildung (d) steigt bis zu einer relativen Steifigkeit von 275 % ebenfalls monoton über der Längssteifigkeit bis zu einem lokalen Maximum an und fällt anschließend leicht. Die Zunahme ausgehend von 100 % Längssteifigkeit kann beim gegebenen Referenzfahrzeug mit ca. $0,22 \text{ m/s}^2$ je 100 N/mm beziffert werden und ist damit ebenfalls vergleichsweise hoch.



(a) Zeitsignal der Sitzschienenbeschleunigung in Längsrichtung

(b) Zeitsignal der Sitzschienenbeschleunigung in Vertikalrichtung



(c) Zusammenhang zwischen Peak-to-Peak Amplitude in Längsrichtung und Längssteifigkeit

(d) Zusammenhang zwischen Abklingverhalten in Längsrichtung und Längssteifigkeit

Abbildung 7.2.: Einfluss der Längssteifigkeit auf das Fahrzeugschwingverhalten bei Überfahrt einer positiven Kante mit einer Höhe von ca. 20 mm; PtP: Peak-to-Peak

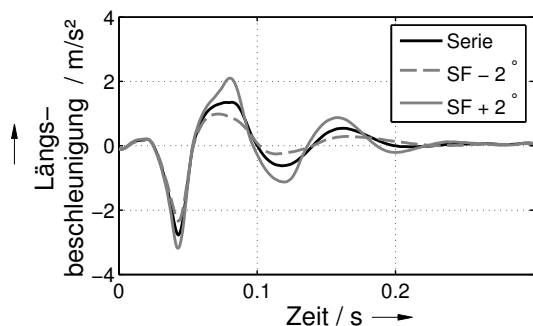
7.1.2. EINFLUSS DES FAHRWERKSSCHRÄGFEDERUNGSWINKELS

Neben der Längssteifigkeit ist der qualitative und quantitative Einfluss des Schrägfederungswinkels bzw. des Längspols der Achse auf die Schlaghärte noch nicht ausreichend erforscht. Zu dem Zweck wird der Schrägfederungswinkel an der Vorderachse des Referenzfahrzeugs absolut um zwei Grad erhöht sowie gesenkt und der Einfluss auf die Kantenüberfahrt analysiert. Ein positiver Schrägfederungswinkel ist über eine positive Drehung um die Lateralachse des Koordinatensystems nach DIN 70000 definiert [DIN94], sodass sich in dem Fall das Rad beim Einfedern gegenüber dem Fahrzeug nach vorne bewegt.

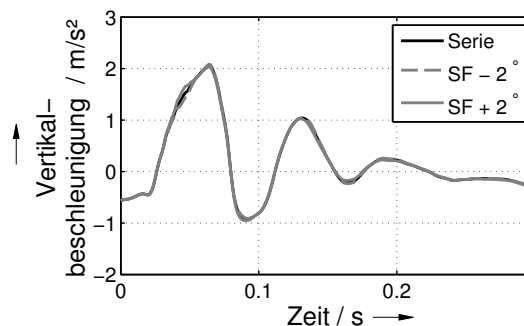
Die Längs- und Vertikalbeschleunigung an der Sitzschiene bei Überfahrt einer positiven Kante mit den Vorderrädern ist in Abbildung 7.3 (a) und (b) dargestellt.

In Abbildung 7.3 (a) ist erkennbar, dass mit steigendem Schrägfederungswinkel an der Vorderachse die Peak-to-Peak Amplitude der Längsbeschleunigung an der Sitzschiene zunimmt. Dabei scheint die zweite Überhöhung in Richtung positiver Beschleunigung stärker beeinflusst zu sein als die erste Überhöhung. Die Ausschwingfrequenz ändert sich nur geringfügig, jedoch benötigt die Schwingung wegen der größeren Ausgangsamplitude eine höhere Abklingzeit. Auch wenn der Schrägfederungswinkel die kinematisch erzeugte Vertikalkraft infolge der Längskraft definiert, ist in Abbildung 7.3 (b) erkennbar, dass die Auswirkungen auf die Vertikalbeschleunigung im vorliegenden Fall gering sind.

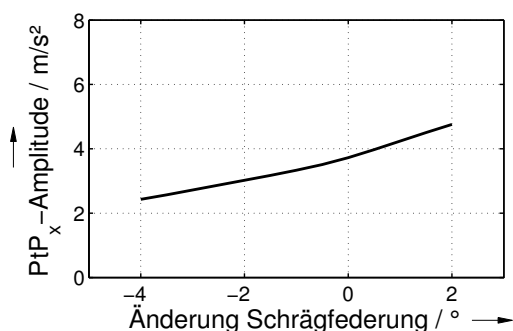
Das gezeigte Verhalten kann darauf zurückgeführt werden, dass sich das Rad mit steigendem Schrägfederungswinkel beim Einfedern tendenziell mehr nach vorne bewegt. Da beim Auftreffen auf die Kante das Rad jedoch gegenüber dem Fahrzeug eine Relativbewegung



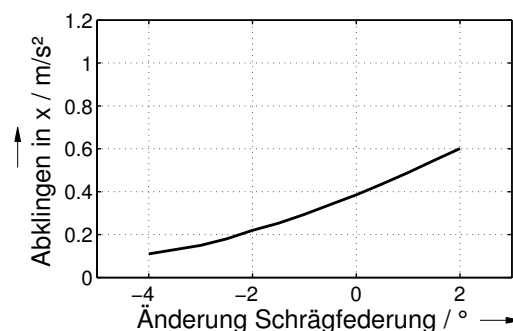
(a) Zeitsignal der Sitzschienenbeschleunigung in Längsrichtung



(b) Zeitsignal der Sitzschienenbeschleunigung in Vertikalrichtung



(c) Zusammenhang zwischen Peak-to-Peak Amplitude in Längsrichtung und Schrägfederungswinkeldifferenz



(d) Zusammenhang zwischen Abklingverhalten in Längsrichtung und Schrägfederungswinkeldifferenz

Abbildung 7.3.: Einfluss des Schrägfederungswinkels auf das Fahrzeugschwingverhalten bei Überfahrt einer positiven Kante mit einer Höhe von ca. 20 mm; PtP: Peak-to-Peak; SF: Schrägfederung

nach hinten ausführen muss, stellt die kinematische Bewegung nach vorne einen zusätzlichen Widerstand entgegen der Bewegung dar, wodurch mehr elastokinematische Verformung und damit auch höhere Längskräfte respektive -beschleunigungen auftreten.

Um erneut den funktionalen Zusammenhang zu charakterisieren, werden Peak-to-Peak Amplitude und Abklingverhalten gegenüber der Schrägfederungswinkeldifferenz dargestellt, vgl. Abbildung 7.3 (c) und (d). Die Skalierungen der Ordinatenachsen werden hierbei identisch zu denen von Abbildung 7.2 (c) und (d) gewählt.

Wie aus der Darstellung hervorgeht, weist die Peak-to-Peak Amplitude abschnittsweise einen nahezu linearen Zusammenhang gegenüber der Variation im Schrägfederungswinkel auf. Die Zunahme der Peak-to-Peak Amplitude beträgt ausgehend von 0° etwa $0,5 \text{ m/s}^2$ pro Grad Winkeländerung. Unter der Annahme, dass die Größenordnung der Parametervariation etwa der der Längssteifigkeit entspricht, ist die Sensitivität der Peak-to-Peak Amplitude auf die Schrägfederung in dem Fall geringer. Dennoch lassen sich Änderungen in der Schlaghärte aufgrund modifizierter Längssteifigkeiten durch eine Anpassung des Schrägfederungswinkels innerhalb eines bestimmten Bereichs ausgleichen. Im vorliegenden Fall ist beispielsweise bei einer Erhöhung der Längssteifigkeit um 100 N/mm unter Berücksichtigung der nichtlinearen Kurvenverläufe eine Absenkung des Schrägfederungswinkels um etwa $2,1^\circ$ notwendig, um den Anstieg in der Schlaghärte zu kompensieren. Der Kennwert für das Abklingverhalten zeigt wiederum einen leicht progressiven Verlauf über der Schrägfederungswinkeldifferenz. Ausgehend von 0° beträgt dessen Zunahme etwa $0,1 \text{ m/s}^2$ pro Grad Winkeländerung.



7.1.3. EINFLUSS DER FAHRWERKSREIBUNG

Der Einfluss von Reibung in mechanischen Systemen war bereits häufig Gegenstand von Untersuchungen. Da jedoch die Ausprägung der Reibung im Fahrwerk in der Vergangenheit noch nicht vollständig erforscht wurde, ist der Einfluss auf Gesamtfahrzeugebene weitestgehend unbekannt. Um den Einfluss zu charakterisieren, wird das im Fahrwerk verwendete Reibelement (vgl. Unterabschnitt 5.3.4) des Gesamtfahrzeugmodells nach Kapitel 5 variiert und der Einfluss auf Gesamtfahrzeugebene analysiert. Dabei wird zwischen keiner Reibung, Coulombscher Reibung und Dahl-Reibung unterschieden. Dadurch lässt sich einerseits die Auswirkung auf das Gesamtfahrzeugverhalten mit und ohne Reibung analysieren, andererseits kann zusätzlich der Einfluss des Übergangsbereichs charakterisiert werden. Um die numerische Stabilität bei Simulation mit einem Coulombschen Reibelement zu gewährleisten, wird dieses im Gegensatz zu Unterabschnitt 2.3.3 mit einem Übergangsbereich modelliert, vgl. Gleichung 7.1.

$$F_{\text{Reib}} = \begin{cases} -F_h, & \text{für } b \cdot v \leq -F_h \\ b \cdot v, & \text{für } -F_h < b \cdot v < F_h \\ F_h, & \text{für } b \cdot v \geq F_h \end{cases} \quad (7.1)$$

Demnach wird der Kraftanstieg der Reibungskraft F_{Reib} im Bereich um die Nulllage der Geschwindigkeit v durch eine Rampe mit dem Anstieg b abgebildet, welche bei steigender Relativgeschwindigkeit durch das maximale Reibungskraftniveau F_h begrenzt ist. Dadurch werden Funktionssprünge bei Auswertung der Kraftreaktion vermieden. Durch Wahl eines hohen Anstiegs b lassen sich dennoch steile Übergänge realisieren, welche in Näherung denen eines idealen Coulombschen Reibelements entsprechen. Die Höhe des Coulombschen Reibungskraftniveaus F_h des Dahl-Elements (vgl. Unterabschnitt 2.3.3) wird identisch zu dem aus Gleichung 7.1 gewählt, um die gleiche Hysteresebreite bei einem unterschiedlichem Übergangsbereich zu generieren.

CHARAKTERISIERUNG DER REIBUNG IM FREQUENZBEREICH

Bei Reibung handelt es sich um ein nichtlineares Phänomen, welches sich unter anderem dadurch ausdrückt, dass deren Übertragungsfunktion amplitudenabhängig ist (vgl. Unterabschnitt 5.3.4) sowie das Ausgangssignal mehr Frequenzen als nur die angeregten enthält [Kha02, S. 4]. Grundsätzlich eignen sich zur Charakterisierung des genannten Verhaltens Wasserfalldiagramme (vgl. [MW14], S. 331), welche in einer dreidimensionalen Darstellung die Amplituden der angeregten Frequenzen mit denen der auftretenden Frequenzen gegenüberstellen können, sodass mehrere Ordnungen erkennbar werden. Der Übersichtlichkeit halber werden im vorliegenden Fall jedoch nur Ausschnitte dieses Diagramms dargestellt, bei denen die Amplituden der resultierenden Frequenzen für jeweils eine Anregungsfrequenz in einer zweidimensionalen Abbildung erfasst werden. Eine zugehörige komplexe Funktion $\underline{\beta}(f)$ wird in dem Zusammenhang wie folgt definiert, vgl. Gleichung 7.2.

$$\underline{\beta}(f) = \frac{F(f)}{x(f_{\text{Anr}})} \quad (7.2)$$

Demnach wird die Kraft F bei allen auftretenden Frequenzen f dem Verformungsweg x bei der Anregungsfrequenz f_{Anr} gegenübergestellt.

Um ein Verständnis über den Einfluss der Reibung auf das Schwingensystem des Kraftfahrzeugs zu erhalten, werden im Weiteren die Coulomb- und Dahl-Reibung im Frequenzbereich betrachtet.

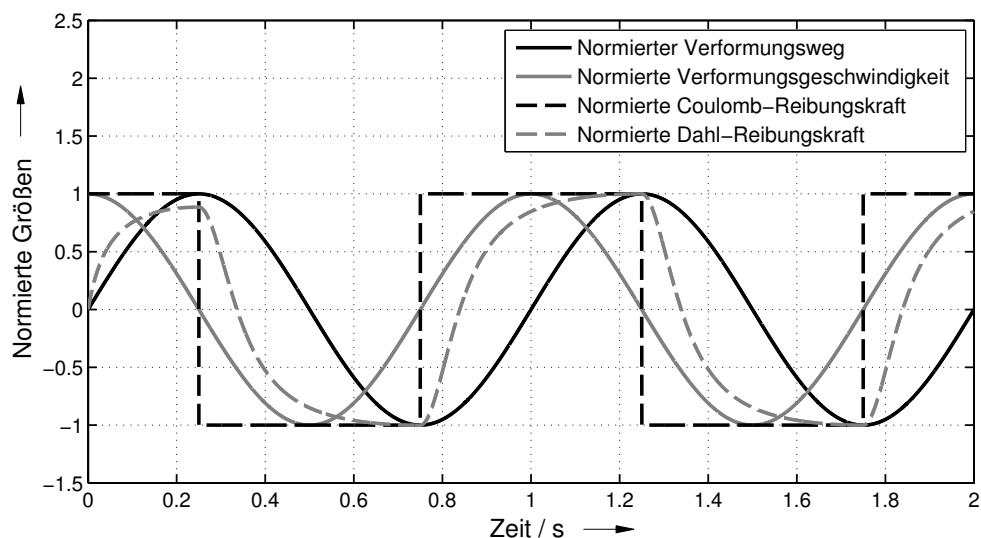


Abbildung 7.4.: Vergleich der Phasen von Deformationsweg, Deformationsgeschwindigkeit und Reibungskräften

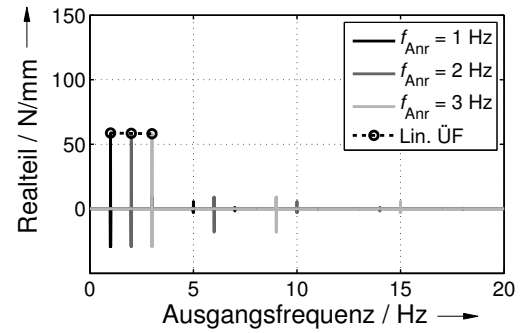
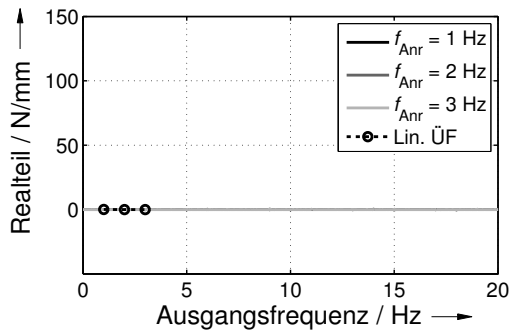
Die Coulombsche Reibung ist lediglich vom Vorzeichen der Geschwindigkeit abhängig. Wenn die resultierende Rechteckfunktion durch eine Summe mehrerer harmonischer Funktionen beschrieben wird, sind alle in Phase mit der Deformationsgeschwindigkeit, vgl. Abbildung 7.4. Die komplexe Funktion $\underline{\beta}(f)$ weist demnach nur Imaginärteile auf. Der Realteil entspricht null. Die Dahl-Reibung wiederum besitzt einen Übergangsbereich, weshalb die resultierende Kraft anteilig in Phase mit dem Verformungsweg ist, vgl. ebenfalls Abbildung 7.4. Die Abbildung erfolgt demnach durch mehrere harmonische Funktionen, welche sich in der Phase ebenfalls in Richtung des Verformungsweges verschieben. Die zugehörige komplexe Funktion $\underline{\beta}(f)$ setzt sich demnach aus Real- und Imaginärteilen zusammen.

Eine Darstellung der Real- und Imaginärteile der komplexen Funktion $\underline{\beta}(f)$ zwischen Reibungskraft und Verformungsweg bei Anregungsfrequenzen von 1; 2 und 3 Hz sind in Abbildung 7.5 dargestellt. Die Anregungsamplitude beträgt jeweils 1 mm.

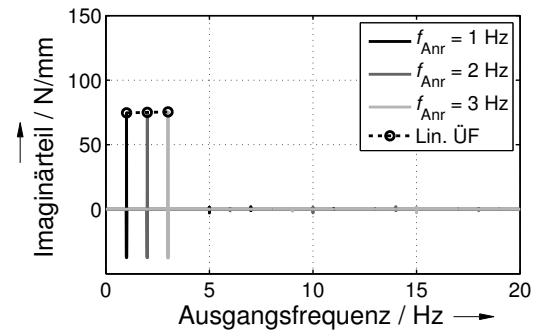
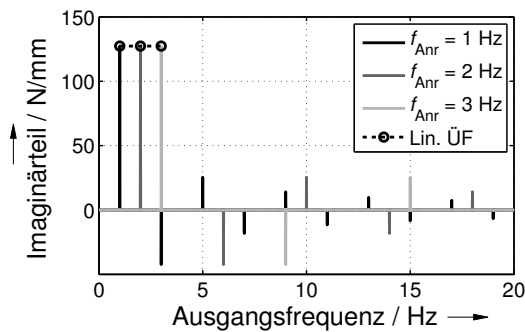
Aus den Darstellungen werden ebenfalls die Anteile bei höheren Ordnungen ersichtlich. Die Frequenzen $f_{\text{nlín}}$, bei denen diese auftreten, sind sowohl für Real- als auch Imaginärteil durch Gleichung 7.3 in Abhängigkeit der Anregungsfrequenz f_{Anr} definiert. j steht hierbei für eine beliebige natürliche Zahl größer Null.

$$f_{\text{nlín}} = f_{\text{Anr}}(1 + 2j), \quad j \in \mathbb{N}^* \quad (7.3)$$

Weiterhin sind in den Darstellungen die zuvor beschriebenen Zusammenhänge erkennbar. Der Realteil der Funktion $\underline{\beta}(f)$ ist bei der Coulombschen Reibung null, während die Funktion bei der Dahl-Reibung einen Real- und Imaginärteil aufweist. Der Imaginärteil ist bei der Dahl-Reibung infolgedessen kleiner als der bei Coulombscher Reibung. Demnach kann die Wirkung des Übergangsbereichs als eine Umwandlung der Imaginärteile in entsprechende Realteile der Funktion $\underline{\beta}(f)$ verstanden werden. Durch eine steigende Initialsteifigkeit σ (vgl. Unterabschnitt 2.3.3) nähert sich das Verhalten der Dahl-Reibung der Coulombschen Reibung an, d.h. der Imaginärteil nimmt zu und der Realteil nimmt ab. Da beide Funktionen ausschließlich wegabhängig sind, bleiben die Real- und Imaginärteile über der Anregungsfrequenz grundsätzlich gleich, deren Lage wird lediglich horizontal anhand der Achse der Ausgangsfrequenz skaliert. Die Anteile, welche jeweils bei der Anregungsfrequenz für $\underline{\beta}(f_{\text{Anr}})$



(a) Realteil der komplexen Funktion bei Coulombscher Reibung (b) Realteil der komplexen Funktion bei Dahl-Reibung



(c) Imaginärteil der komplexen Funktion bei Coulombscher Reibung (d) Imaginärteil der komplexen Funktion bei Dahl-Reibung

Abbildung 7.5.: Real- und Imaginärteile der komplexen Funktion bei drei verschiedenen Anregungsfrequenzen und einer Anregungsamplitude von 1 mm mit $F_h = 100$ N, $\sigma = 300$ N/mm, $i_D = 2$; ÜF: Übertragungsfunktion

identifiziert werden, sind zusätzlich durch Kreise markiert und untereinander verbunden (Lin. ÜF). Diese entsprechen der Übertragungsfunktion \underline{H}_R bzw. der linearen Systemantwort bei ausschließlicher Betrachtung des Ausgangssignals bei der Anregungsfrequenz und sind für die lineare Charakterisierung des frequenzabhängigen Schwingungsverhaltens auf Gesamt- fahrzeugebene von Bedeutung. Dennoch gilt es zu beachten, dass die nichtlinearen Anteile bei höheren Ordnungen, welche bei den Frequenzen gemäß Gleichung 7.3 auftreten, ebenfalls einen Beitrag an den Steifigkeits- und Dämpfungseigenschaften der Systemantwort haben.

Mit steigender Amplitude nehmen die Real- und Imaginärteile der Übertragungsfunktion ab. Bei Coulombscher Reibung drückt sich dies in einer proportionalen linearen Verringerung des Imaginärteils aus, während bei der Dahl-Reibung der Imaginärteil gegenüber dem Realteil zunimmt.

Im Weiteren sollen die Steifigkeits- und Dämpfungseigenschaften der linearen Systemantwort noch näher charakterisiert werden. Im Fall der Systemdämpfung wird ein äquivalenter nichtlinearer viskoser Dämpfungsbeiwert in Anlehnung an [NMGW01] betrachtet. Dieser hängt direkt von dem Imaginärteil der Übertragungsfunktion $\text{Im}(\underline{H}_R(\omega))$ gemäß Gleichung 7.4 ab.



$$k(\omega) = \frac{\text{Im}(\underline{H}_R(\omega))}{\omega} \quad (7.4)$$

Da die linearen Systemantworten der betrachteten Reibungsfunktionen einen konstanten Imaginärteil über der Anregungsfrequenz aufweisen, ist der viskose Dämpfungsbeiwert frequenzabhängig und nimmt proportional mit der Frequenz ab. In einem System mit der frei schwingbaren Masse m_S und der Eigenkreisfrequenz ω_{0S} nimmt infolge des abnehmenden Dämpfungsbeiwertes ebenfalls der Dämpfungsgrad des Systems $D(\omega)$ mit steigender Frequenz gemäß Gleichung 7.5 ab.

$$D(\omega) = \frac{k(\omega)}{2m_S\omega_{0S}} \quad (7.5)$$

Der Realteil der Übertragungsfunktion und damit der Beitrag der Reibung zur elastischen Steifigkeit bleibt hingegen konstant. Die elastischen Steifigkeits- und Dämpfungskennwerte werden für die gegebenen Reibungsmodelle noch einmal in Abbildung 7.6 über der Anregungsfrequenz dargestellt.

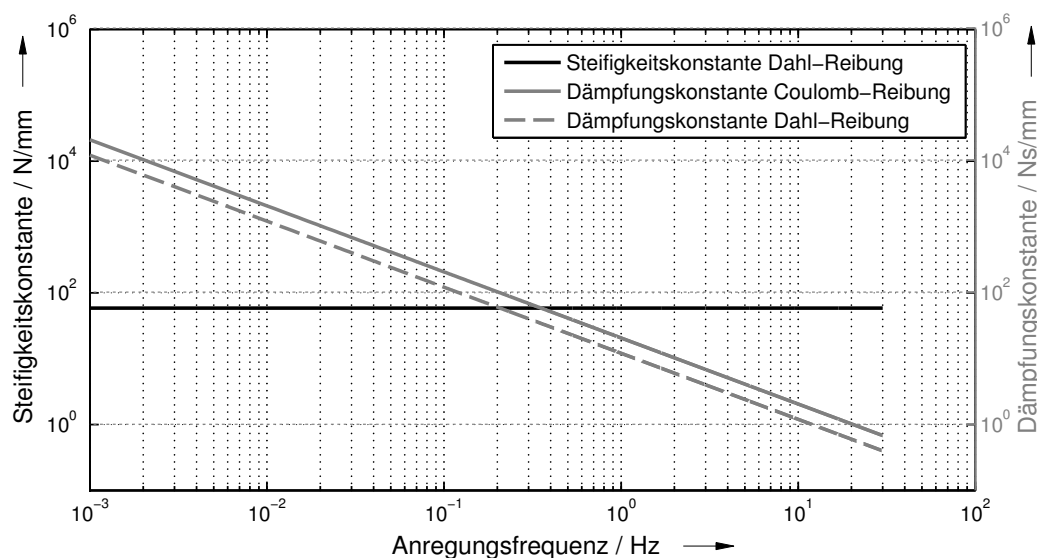


Abbildung 7.6.: Elastische Steifigkeits- und Dämpfungsparameter von Coulombscher und Dahl-Reibung über der Anregungsfrequenz

Der Realteil der Reibungsmodelle kann dabei direkt als Steifigkeitskonstante in die Abbildung übernommen werden. Der Dämpfungsbeiwert hingegen wird gemäß Gleichung 7.4 berechnet und zeigt den bereits angesprochenen Abfall mit steigender Anregungsfrequenz.

Tabelle 7.1.: Einfluss der Dahl-Reibung auf lineare Systemkennwerte

Einfluss	Wirkung als Steifigkeit	Wirkung als Dämpfung
Steigende Anregungsfrequenz	höher	niedriger
Steigende Anregungsamplitude	niedriger	höher



Zusammengefasst lässt sich formulieren, dass mit steigender Frequenz durch Reibung demnach weniger Dämpfung in das System eingebracht wird, während der Beitrag zur elastischen Steifigkeit konstant bleibt. Da mit steigender Amplitude der Imaginärteil der Dahl-Reibung gegenüber dem Realteil zunimmt, verhält sich die Reibung in dem Fall eher wie eine Dämpfung, während der generelle Reibungseinfluss jedoch abnimmt. Gemäß Unterabschnitt 4.2.3, Unterabschnitt 4.3.2 und Unterabschnitt 5.3.4 entspricht das Verhalten der Dahl-Reibung eher dem Verhalten des realen Systems.

Die Erkenntnisse werden noch einmal in Tabelle 7.1 für die Dahl-Reibung zusammengefasst.

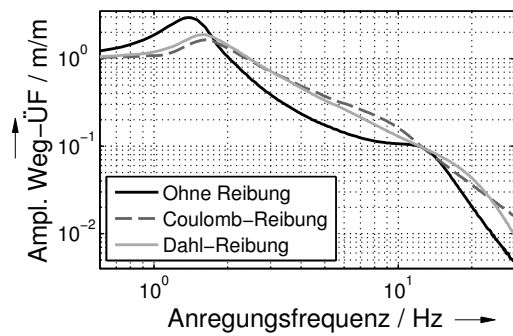
EINFLUSS AUF DAS FREQUENZABHÄNGIGE AUFBAUSCHWINGUNGSVERHALTEN IN VERTIKALRICHTUNG

Nach der Charakterisierung des Verhaltens der Reibung im Frequenzbereich wird im Weiteren der Einfluss auf die Schwingung des Gesamtfahrzeugs beschrieben. Um die Komplexität der Analyse zu reduzieren und gleichzeitig die Einflüsse möglichst deutlich erkennen zu können, werden im dafür eingesetzten Subsystemmodell nach Kapitel 5 die Lagerungen von Aggregat, Hilfsrahmen und Differenzial starr gesetzt, sodass lediglich die Räder und der Aufbau frei schwingen können.

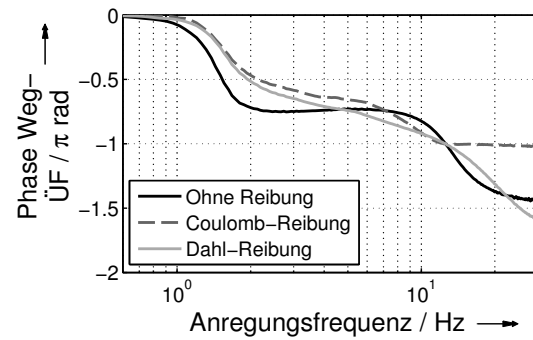
Bei Betrachtung der Fahrzeugreaktionen wird zunächst die Übertragungsfunktion zwischen dem vorderen linken Radaufstandspunkt des Fahrzeugs und einem vertikal darüber angeordneten Punkt am Aufbau bei einer Anregung des Fahrzeugs auf einem Vierstempel-Prüfstand analysiert. Demnach beeinflusst vorwiegend die Vorderachse das dargestellte Verhalten. Wie bereits erwähnt, wird hierbei zwischen keiner Reibung, Coulombscher Reibung und Dahl-Reibung unterschieden. Da die Übertragungsfunktion amplitudenabhängig ist, wird eine Simulation im Zeitbereich durchgeführt. Der dabei zur Anregung verwendete Sweep besitzt eine konstante Geschwindigkeitsamplitude von 30 mm/s, sodass die Wegamplitude mit steigender Frequenz abfällt. Damit entspricht die Anregung der einer realen Straße, welche eine abnehmende spektrale Leistungsdichte aufweist, vgl. Abschnitt 3.1. Weiterhin ist die Amplitude so gewählt, dass die Relativbewegung zwischen Aufbau und Rad relativ gering bleibt, sodass die Reibungseinflüsse besonders stark hervortreten. Die Amplitude und Phase der Übertragungsfunktion zwischen dem Aufbauweg und dem Weg des Radaufstandspunktes (Wegübertragungsfunktion) sind in Abbildung 7.7 (a) und (b) dargestellt. Da bei Betrachtung der Übertragungsfunktion zwischen der Aufbaubeschleunigung und dem Weg des Radaufstandspunktes (Beschleunigungsübertragungsfunktion) einige auftretende Effekte teilweise besser erkennbar sind, werden weiterhin deren Amplitude und Phase in Abbildung 7.7 (c) und (d) veranschaulicht. Aus Darstellungsgründen wird die Phase jeweils auf die Kreiszahl π normiert. Die Verläufe der Phasen von Weg- und Beschleunigungsübertragungsfunktion sind hierbei identisch und unterscheiden sich lediglich um einen Phasenversatz von 180° bzw. π rad.

Wie aus der Darstellung hervorgeht, verschiebt sich infolge der Reibung das Maximum in der Amplitude der Übertragungsfunktion im Bereich um die Aufbaueigenfrequenz in Richtung höherer Frequenzen. Im Fall der Wegübertragungsfunktion ist das mit einem deutlichen Abfall im Betrag verbunden. Der Abfall scheint bei der Dahl-Reibung etwas geringer zu sein. Das Verhalten deckt sich mit den Erkenntnissen nach NAKAHARA et al. und SEEMANN, welche ähnliche Einflüsse bei absinkender Anregungsamplitude auf einem Vierstempel-Prüfstand feststellen [NMGW01, See02]. In der Beschleunigungsübertragungsfunktion hingegen bleibt die Überhöhung beim Maximum relativ gleich. Das kann darauf zurückgeführt werden, dass gemäß Gleichung 7.6 die Beschleunigung \underline{a} und der Weg \underline{z} im Frequenzbereich über das Quadrat der Kreisfrequenz verknüpft sind.

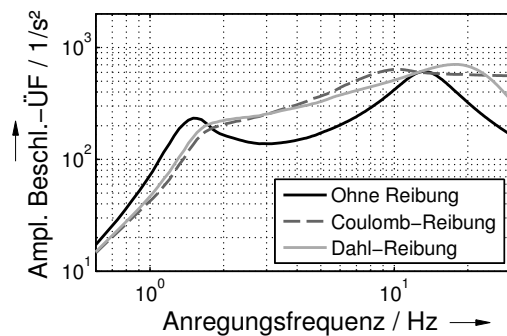
$$\underline{a}(\omega) = -\omega^2 \underline{z}(\omega) \quad (7.6)$$



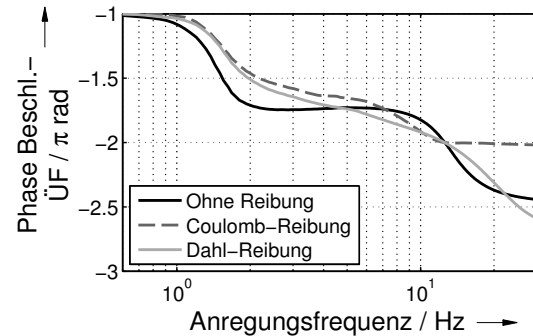
(a) Amplitude der Wegübertragungsfunktion



(b) Phase der Wegübertragungsfunktion



(c) Amplitude der Beschleunigungsübertragungsfunktion, in Anlehnung an [APKW15]



(d) Phase der Beschleunigungsübertragungsfunktion, in Anlehnung an [APKW15]

Abbildung 7.7.: Übertragungsfunktionen zwischen Aufbauweg bzw. -beschleunigung und Radaufstandspunkt in Vertikalrichtung für verschiedene Reibungsmodellierungen bei einer angeregten Geschwindigkeitsamplitude von 30 mm/s; ÜF: Übertragungsfunktion

Demnach wird der reibungsinduzierte Abfall des Maximums der Amplitude der Wegübertragungsfunktion teilweise durch die höhere Frequenz kompensiert. Bei Anregung mit einem Sweep mit konstanter Wegamplitude kann der Wert des Maximums in der Beschleunigungsübertragungsfunktion demnach ansteigen.

Im Bereich zwischen den Eigenfrequenzen von Aufbau und Rad ist ein deutlicher Anstieg in den Übertragungsfunktionen erkennbar, welcher mit einem geringeren Isolationsvermögen des Fahrzeugs korreliert. Daraus resultiert ebenfalls, dass die Abgrenzung zwischen Aufbau- und Isolationsbereich uneindeutiger wird. Die Unterschiede zwischen Coulombscher und Dahl-Reibung sind in dem Fall geringer.

Die Überhöhung im Bereich der Radeigenfrequenz verschiebt sich bei Coulombscher Reibung in Richtung niedrigerer Frequenzen. Im Fall der Dahl-Reibung hingegen liegt sie in höheren Frequenzbereichen. Letzteres deckt sich mit den Erkenntnissen von GILLESPIE zum Einfluss der Reibung auf den Kennwert, vgl. Unterabschnitt 2.4.2. Die Amplituden unterscheiden sich in der Beschleunigungsübertragungsfunktion nur geringfügig.

In der Phase sind ähnliche Zusammenhänge erkennbar. Unter Einbezug von Reibung findet der Phasenübergang infolge der Aufbauresonanz bei höherer Frequenz statt. Im Gegensatz zur Amplitude der Übertragungsfunktion sind im Isolationsbereich der Phase größere Unterschiede zwischen Coulomb- und Dahl-Reibung erkennbar. Analog zur Amplitudenüberhöhung ist der Phasenübergang im Bereich der Radeigenfrequenz ebenfalls verschoben.

Das dargestellte Verhalten lässt sich unter Verwendung der bereits vorgenommenen Charakterisierung der Reibung im Frequenzbereich begründen. Aufgrund der zusätzlichen Dämpfung



der Coulombschen Reibung wird das Maximum in der Amplitude der Übertragungsfunktion (erkennbar im Verlauf ohne Reibung) stärker bedämpft. Da die zusätzliche Dämpfung mit steigender Frequenz abnimmt (vgl. Abbildung 7.6), prägt sich erst bei höherer Frequenz ein Maximum aus. Weiterhin sorgt die Reibung für eine stärkere Kopplung zwischen Aufbau und reifengefederter Masse, sodass das System stärker dazu tendiert, mit der Gesamtmasse der beiden Körper auf der Reifenfeder zu schwingen. Dies deckt sich mit den Erkenntnissen von [YHF81]. Bei Annahme einer unendlich steifen Kopplung zwischen Rad und Aufbau liegt die Eigenfrequenz im Bereich von etwa 3 bis 5 Hz, sodass statt der Überhöhungen im Bereich der Aufbau- und Radeigenfrequenz nur eine einzelne Überhöhung im genannten Frequenzbereich aufträte. Demnach verschieben sich die beiden Maxima mit steigendem Reibungsanteil von außen immer weiter in den mittleren Frequenzbereich.

Die Dahl-Reibung erzeugt gegenüber der Coulombschen Reibung zwar eine geringere Dämpfungswirkung, jedoch sorgt die zusätzliche Systemsteifigkeit ebenfalls für eine Verschiebung der Aufbau-Überhöhung in Richtung höherer Frequenzen. Infolgedessen ist auch hier die Amplitude im Isolationsbereich insgesamt auf einem höheren Niveau als ohne Berücksichtigung von Reibung. Die Verschiebung der Radüberhöhung in den Bereich niedrigerer Frequenzen, welche bei Coulombscher Reibung offensichtlich wird, resultiert aus der bereits angesprochenen stärkeren Kopplung von Aufbau und Rad. Die Erhöhung der Eigenfrequenz bei Berücksichtigung der Dahl-Reibung lässt sich wiederum anhand der in Abbildung 7.6 dargestellten Verläufe von Steifigkeitskonstante und Dämpfungsbeiwert erklären. Zwar tritt auch im Fall der Dahl-Reibung eine stärkere Kopplung der Subsysteme auf, jedoch ist im Bereich der Radeigenfrequenz der Dämpfungsbeiwert im Gegensatz zur elastischen Steifigkeit bereits deutlich gefallen. Weiterhin ist infolge der sinkenden Amplitude der Anregung der Deformationsweg in dem Bereich geringer, weshalb der Realteil der Reibungskraft gegenüber dem Imaginärteil zunimmt, vgl. Tabelle 7.1. Demnach verhält sich das System im Fall der Dahl-Reibung in dem angeregten Betriebspunkt eher wie eine Steifigkeit als eine Dämpfung, welche nahezu in Phase mit den Radfederkräften wirkt und die Eigenfrequenz des Systems erhöht. [APKW15]

EINFLUSS AUF DAS VERTIKALE AUFBAUSCHWINGUNGSVERHALTEN BEI KANTENÜBERFAHRT

Nach Erläuterung des Einflusses auf das frequenzabhängige Schwingungsverhalten des Fahrzeugs in Vertikalrichtung wird im Weiteren die Systemantwort infolge einer Kantenüberfahrt mit und ohne Berücksichtigung von Reibung betrachtet.

Die verwendete Sprunghöhe beträgt lediglich 3 mm und entspricht damit einer relativ kleinen Kante, da in dem Fall der Reibungseinfluss am stärksten hervortritt. Als Messgröße dient analog der obigen Betrachtung die Beschleunigung am Aufbau. Der wesentliche Unterschied zur Systemanalyse im Frequenzbereich liegt darin, dass hierbei die Beschleunigung im Zeitbereich betrachtet wird, in der alle auftretenden Frequenzen überlagert sind. Die zugehörigen Bewertungsgrößen werden ebenfalls im Zeitbereich bestimmt. Dazu zählen die Peak-to-Peak Amplitude der Schwingung, die Ausschwingfrequenz und die Abklingzeit. Die Systemreaktion ist in Abbildung 7.8 dargestellt. Der komplette Ausschwingvorgang ist in Abbildung 7.8 (b) zu sehen, während in Abbildung 7.8 (a) das Zeitfenster so gewählt wird, dass speziell die erste Periode der Schwingung erkennbar wird.

Wie aus Abbildung 7.8 (a) hervorgeht, nimmt die Peak-to-Peak Amplitude unter Berücksichtigung der Reibung zu. Dies gilt für beide Reibungsmodelle. Die Schwingfrequenz scheint sich zwischen den Varianten zunächst nicht wesentlich zu unterscheiden. Wegen des nichtlinearen unharmonischen Verlaufs ist dies jedoch nicht eindeutig zu beurteilen. Im Fall der Coulombschen Reibung sind steile Übergänge zu sehen, wenn ein Vorzeichenwechsel in der Deformationsgeschwindigkeit stattfindet. Diese treten bei der Dahl-Reibung, aufgrund

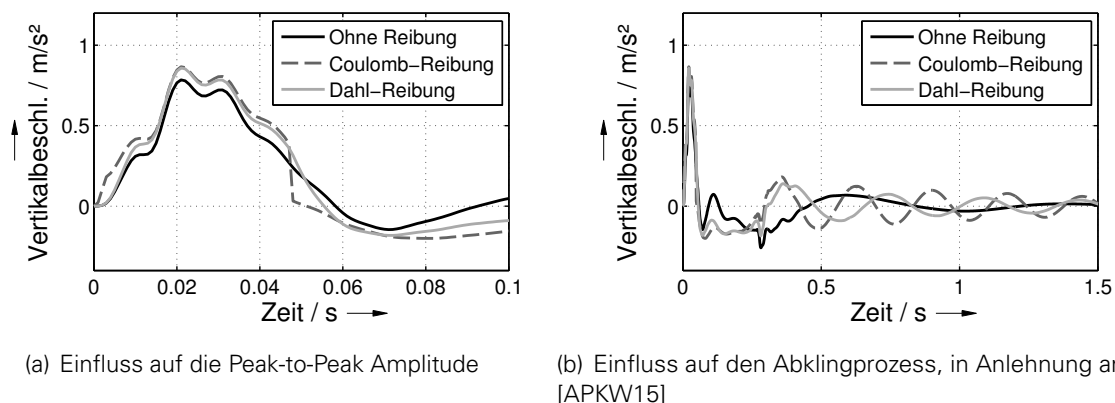


Abbildung 7.8.: Einfluss der Achsreibung auf die Sprungantwort des Fahrzeugaufbaus in Vertikalrichtung bei Überfahrt einer Kante mit 3 mm Höhe

des Übergangsbereichs in der Reibungskraft, nicht auf. Die Unterschiede zwischen den zwei Modellierungsvarianten sind in dem betrachteten Bereich relativ gering.

Bei Betrachtung von Abbildung 7.8 (b) ist erkennbar, dass die Frequenz des darauffolgenden Ausschwingvorgangs unter Berücksichtigung von Reibung deutlich höher ist. Weiterhin scheint diese im Fall der Coulombschen Reibung etwas höher zu sein als bei der Dahl-Reibung. Unterschiede in der Abklingzeit sind nicht eindeutig quantifizierbar. Hierbei ist zu beachten, dass bei idealer Coulombscher Reibung ohne Übergangsbereich und sinkender Schwingungsamplitude Aufbau und Rad zu einem bestimmten Zeitpunkt aneinander haften und im Verbund auf der ungedämpften Reifenfeder schwingen. Die Schwingung klingt damit ab diesem Zeitpunkt nicht mehr ab. Analog hängt der Effekt bei der verwendeten Coulombschen Reibung von dem verwendeten Anstieg b der Rampe im Übergangsbereich ab, vgl. Gleichung 7.1. Die Abklingzeit ist daher für die Coulombsche Reibung nicht bewertbar. Im Fall der Dahl-Reibung ist die korrekte Reproduktion des Systemverhaltens durch die Abbildung des Übergangsbereichs bereits berücksichtigt.

Der dargestellte erste Teil der Schwingung ist vorwiegend durch die Resonanzschwingung des Rades geprägt. Der höhere Peak-to-Peak-Wert kommt hierbei durch die stärkere Kopplung von Rad und Aufbau zustande. Die Unterschiede in der Lage der Radeigenfrequenz, welche in Abbildung 7.7 (c) erkennbar sind, sind im vorliegenden Fall wegen der deutlich höheren Anregungsamplitude geringer ausgeprägt.

Nach Abklingen der Radschwingung schwingt darauffolgend hauptsächlich der Aufbau. Die höhere Schwingfrequenz unter Berücksichtigung der Reibung korreliert hierbei mit dem Anstieg der Frequenz der Aufbauresonanz aus Abbildung 7.7 (c). Die Unterschiede in den Frequenzen bei unterschiedlicher Reibungsmodellierung sind in Abbildung 7.8 (b) jedoch deutlich höher, da die Einfederungsamplitude im Fahrwerk während des Ausschwingvorgangs geringer als im Bereich der Aufbaueigenfrequenz aus Abbildung 7.7 (c) ist. Infolge der nichtlinearen amplitudenabhängigen Wirkung der Reibung nimmt deren Einfluss und damit die Unterschiede in den Frequenzlagen zu.

EINFLUSS DER REIBUNG IN LONGITUDINALER RICHTUNG

Zusätzlich wird der Einfluss der Reibung in longitudinaler Richtung erläutert. Dieser wird in Analogie zur Vertikalrichtung bei der Überfahrt einer Kante mit 3 mm Höhe untersucht. Die Längsbeschleunigung wird am Fahrersitz analysiert. Damit eine singuläre Betrachtung der Auswirkungen der Vorderachseigenschaften an der Fahrersitzschiene ermöglicht wird,



rollen ausschließlich die Vorderräder über der Kante ab. Die auftretenden Unterschiede in der Systemreaktion infolge der Berücksichtigung der Dahl-Reibung werden in Abbildung 7.9 dargestellt.

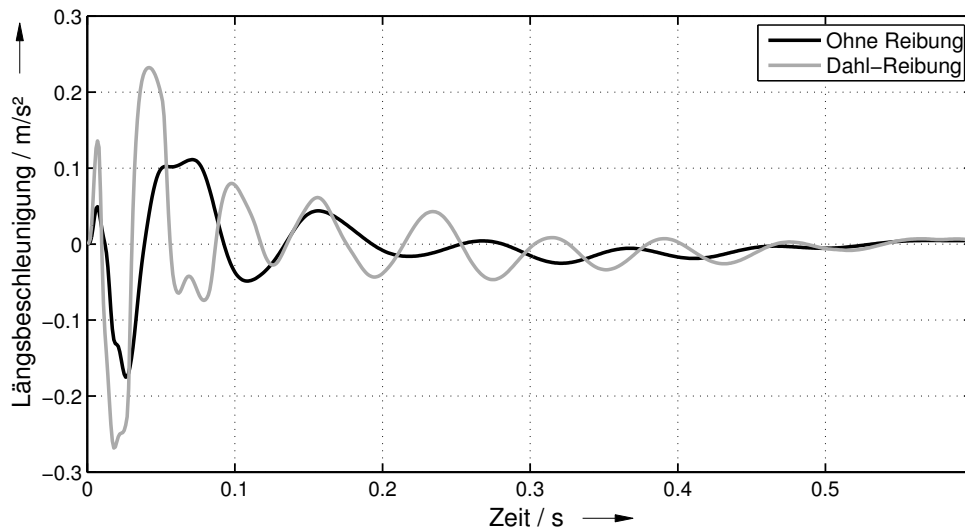


Abbildung 7.9.: Einfluss der Achsreibung auf die Sprungantwort des Fahrzeugaufbaus in Längsrichtung bei Überfahrt einer Kante mit 3 mm Höhe

Wie aus der Darstellung hervorgeht, tritt unter Berücksichtigung der Fahrwerkreibung in Longitudinalrichtung eine größere Peak-to-Peak Amplitude auf. Die damit verbundene Ausschwingfrequenz ist ebenfalls deutlich höher. Da die Amplitude bei der Simulation mit Dahl-Reibung trotz des höheren Ausgangsniveaus nach kurzer Zeit wieder etwa das gleiche Niveau wie die Amplitude der Schwingung ohne Reibung erreicht hat, lässt sich formulieren, dass die Schwingung unter Berücksichtigung von Reibung schneller abklingt. Dennoch ist der damit verbundene Verlauf aufgrund der Wirkung der nichtlinearen Reibungseffekte unharmonischer.

Das Verhalten lässt sich in Analogie zur Vertikalrichtung erklären. Die in der Abbildung dargestellte Grundschiwingung resultiert aus der Radeigenfrequenz. Der höhere Peak-to-Peak Wert kommt hierbei erneut durch die stärkere Kopplung von Rad und Aufbau zustande. Im Gegensatz zur Vertikalrichtung ist die Aufbauschwingung im Zeitsignal nicht sehr ausgeprägt. Dennoch erhöht die Reibung die Gesamtsteifigkeit des Achssystems, sodass die Ausschwingfrequenz des Rades zunimmt. Dies war auch bereits in Abbildung 7.7 (c) für die Vertikalrichtung erkennbar. Aufgrund der höheren Dämpfung klingt die Schwingung ebenfalls tendenziell schneller ab.

7.2. WETTBEWERBSANALYSE AUF GESAMTFAHRZEUGEbene

Nach der Definition von Fahrkomfort-Zielwerten auf Gesamtfahrzeugebene (vgl. Abschnitt 2.1), welche unter anderem unter Berücksichtigung von Wettbewerberfahrzeugen erfolgt, ist es für die weitere Auslegung von wesentlicher Bedeutung Maßnahmen auf Subsystem- und Komponentenebene zu definieren, mit denen diese Zielwerte erreicht werden können. In diesem Sinne ist es auch zielführend, zu analysieren, infolge welcher Eigenschaften sich die Wettbewerberfahrzeuge auf Gesamtfahrzeugebene unterscheiden. Dazu müssen die entsprechenden Eigenschaften des Wettbewerberfahrzeugs jedoch bekannt sein. Eine Parametrierung von Wettbewerberfahrzeugen auf Komponentenebene durch Demontage der



Systeme und Vermessung der einzelnen Komponenten ist hinsichtlich Zeit und Aufwand im Rahmen der Prozessabschnitte (vgl. Abschnitt 2.1) nicht realisierbar. Die Bestimmung von Subsystemparametern mit Hilfe von Gesamtfahrzeugprüfständen nach Tabelle 6.1 ist jedoch deutlich schneller durchführbar und daher im Zeitrahmen der Ableitung integrierbar. Durch Anwendung der Methodik sind im Weiteren eine Vielzahl von Wettbewerbsanalysen möglich. Im vorliegenden Fall soll dies am Beispiel von zwei Wettbewerberfahrzeugen demonstriert werden, vgl. Tabelle 7.2.

Tabelle 7.2.: Vergleich der Eigenschaften von zwei Wettbewerberfahrzeugen

Eigenschaft	Wettbewerberfahrzeug 1	Wettbewerberfahrzeug 2
Vorderachse	Mehrlenkerachse	Doppelquerlenkerachse
Hinterachse	Trapezlenkerachse	Mehrlenkerachse
Aggregatlagerung	Verbrennungsmotor über der Vorderachse	Elektromotor über der Hinterachse
Antrieb	Allrad	Heck

Gemäß der Tabelle entspricht das Wettbewerberfahrzeug 1 (WB1) einem Fahrzeug mit konventionellem Verbrennungsmotor und Allradantrieb. Das Wettbewerberfahrzeug 2 (WB2) hingegen weist lediglich an der Hinterachse einen elastisch gelagerten Elektromotor auf. Bei der Analyse des Fahrzeugverhaltens bei einer Kantenüberfahrt mit den Vorderrädern hat sich gezeigt, dass das Wettbewerberfahrzeug 2 gegenüber dem Wettbewerberfahrzeug 1 eine deutlich geringere Schlaghärte in Längsrichtung aufweist. Die Schlaghärte in Vertikalrichtung ist hingegen vergleichbar.

Um die Ursachen für diesen Effekt zu identifizieren, wird das auf dem K&C-Prüfstand (vgl. Unterabschnitt 3.2.2) vermessene Fahrwerk des zweiten Wettbewerberfahrzeugs virtuell in das (auf den Ableitungen aus Kapitel 5 basierende) Gesamtfahrzeugmodell des ersten Wettbewerberfahrzeugs eingebaut. Dazu werden die charakteristischen Subsystemeigenschaften der Achsen des ersten Wettbewerberfahrzeugs schrittweise auf die des zweiten Wettbewerberfahrzeugs umgestellt, um die Auswirkungen einzelner Effekte zu bestimmen. Weiterhin werden die Masseneigenschaften des Gesamtfahrzeugs übernommen sowie die Aggregatlagerung an der Vorderachse starr gesetzt, da das Wettbewerberfahrzeug 2 an der Stelle kein Aggregat aufweist.

Die Änderung der Schlaghärte in Längsrichtung an der Vorderachse in Abhängigkeit der Variation verschiedener Fahrzeugeigenschaften wird in Abbildung 7.10 dargestellt.

Da die hier verwendeten Fahrzeugmodelle als nichtlineare Systeme abgebildet sind, können sich die Beträge der dargestellten Einflussgrößen in Abhängigkeit der Änderungsreihenfolge unterscheiden. Im vorliegenden Fall sind die wichtigsten Eigenschaften einzeln dargestellt und die übrigen unter "Sonstiges" (kurz: so.) zusammengefasst. Zunächst wird hierbei der Unterschied infolge der Fixierung der Aggregatlagerung auffällig. Da das Wettbewerberfahrzeug 2 kein Aggregat über der Vorderachse aufweist, entfallen in dem Zusammenhang auch die beim Wettbewerberfahrzeug 1 auftretenden charakteristischen Stuckermoden. Demnach nimmt die Schlaghärte ab. Weiterhin zeigt das Wettbewerberfahrzeug 2 eine Abnahme infolge der hecklastigeren Achslastverteilung sowie der höheren Aufbaumasse. Fahrwerksseitig sind insbesondere Längssteifigkeit und Schrägfederungswinkel von besonderer Bedeutung. Hinsichtlich der Längssteifigkeit ist erkennbar, dass insbesondere der nichtlineare Anteil maßgeblich das Verhalten beeinflusst. Die Änderung infolge der kumulierten Längssteifigkeit kann mit 27,9 % und die des Schrägfederungswinkels mit 18,9 % quantifiziert werden. Die beiden Parameter werden im Weiteren detaillierter betrachtet.

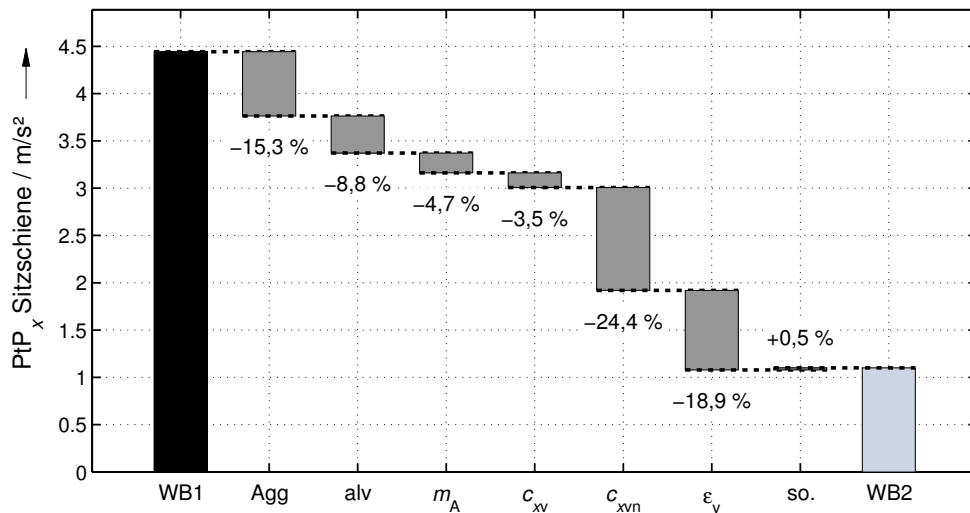


Abbildung 7.10.: Schlaghärten in Längsrichtung von Wettbewerberfahrzeug 1 (WB1) und Wettbewerberfahrzeug 2 (WB2) bei Kantenüberfahrt mit den Vorderrädern und quantitativer Vergleich des Einflusses verschiedener Fahrzeugparameter; PtP: Peak-to-Peak Beschleunigung; VA: Vorderachse; Agg: Fixierung der Aggregatlagerung; alv: Achslastverteilung; m_A : Aufbaumasse; c_{xv} : Längssteifigkeit der Achsmatrix VA; c_{xvn} : Nichtlinearer Anteil der Längssteifigkeit VA; ϵ_v : Schrägfederungswinkel VA; so.: Sonstige Parameter

In Abbildung 7.11 werden die beiden Längssteifigkeitskennlinien für das Wettbewerberfahrzeug 1 und Wettbewerberfahrzeug 2 dargestellt.

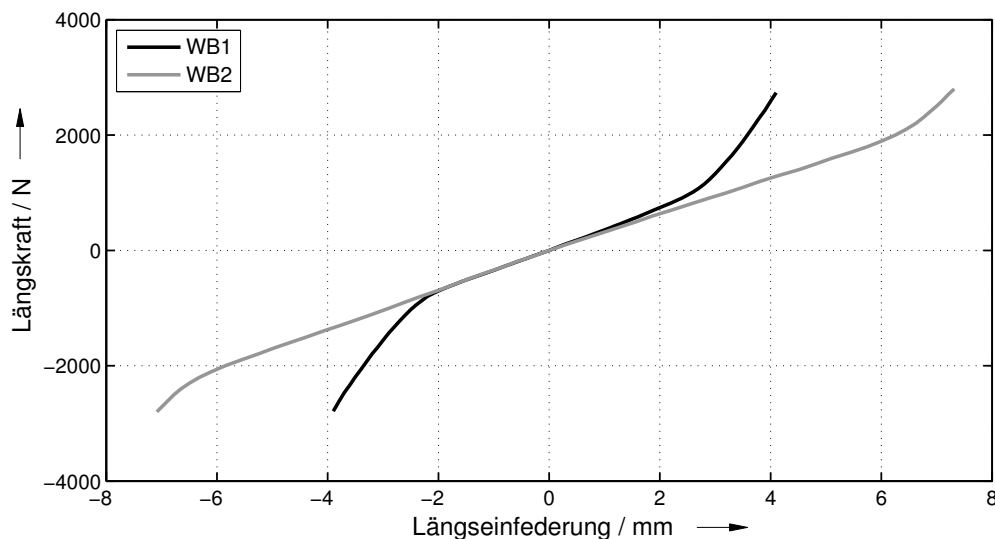


Abbildung 7.11.: Längssteifigkeitskennlinien an der Vorderachse von Wettbewerberfahrzeug 1 (WB1) und Wettbewerberfahrzeug 2 (WB2)

Wie aus der Darstellung hervorgeht, unterscheiden sich die Längssteifigkeiten zwischen den Wettbewerberfahrzeugen im linearen Bereich nur geringfügig, sodass der Einfluss gemäß Abbildung 7.10 nur gering ist. Gegenüber den Ausführungen aus Unterabschnitt 7.1.1 ist weiterhin das nichtlineare Verhalten bei höherer Einfederungsamplitude getrennt von dem linearen Steifigkeitsanteil noch detaillierter zu betrachten. Die Progression des zweiten Wettbewerberfahrzeugs setzt gegenüber der des ersten Wettbewerberfahrzeugs erst bei deutlich höherer Längseinfederung ein. Demnach sorgt vorwiegend die früher eintretende Progression in der Längssteifigkeit des ersten Wettbewerberfahrzeugs zu einer maßgeblich höheren Schlaghärte in Längsrichtung.

In Abbildung 7.12 werden zusätzlich die Radhubkurven in der x - z -Ebene für das Wettbewerberfahrzeug 1 und das Wettbewerberfahrzeug 2 dargestellt. Die Abzissen- und Ordinatenachse sind unterschiedlich skaliert, um die Unterschiede zwischen den Kurven erkennbar zu machen.

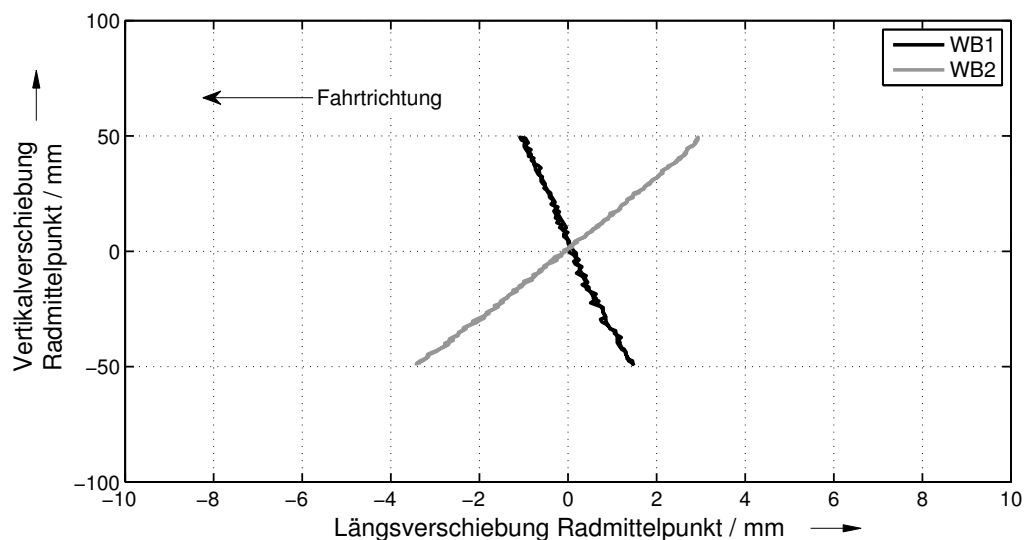


Abbildung 7.12.: Radhubkurven an der Vorderachse von Wettbewerberfahrzeug 1 und Wettbewerberfahrzeug 2

Wie aus der Darstellung hervorgeht, bewegt sich das Vorderrad des ersten Wettbewerberfahrzeugs beim Einfedern in Fahrtrichtung nach vorne. Der Schrägfederungswinkel kann dabei mit etwa $1,4^\circ$ beziffert werden. Das Vorderrad des zweiten Wettbewerberfahrzeugs hingegen bewegt sich beim Einfedern nach hinten. Der damit verbundene Schrägfederungswinkel kann wiederum mit $-3,7^\circ$ quantifiziert werden. Wie bereits in Unterabschnitt 7.1.2 nachgewiesen, ist das Einfederungsverhalten des zweiten Wettbewerberfahrzeugs für die Kantenüberfahrt als günstiger zu bewerten, da sich das Rad bei Kantenüberfahrt von dem Hindernis wegbewegt. Der Unterschied von ca. $5,1^\circ$ ist in dem Zusammenhang vergleichsweise hoch, sodass der vorhandene Einfluss des Schrägfederungswinkels auf Gesamtfahrzeugebene annähernd so hoch ist wie der der Längssteifigkeit, vgl. Abbildung 7.10.

Hinsichtlich des Schrägfederungswinkels ist zu beachten, dass das Einfederverhalten des zweiten Wettbewerberfahrzeugs Nachteile in anderen Fahreigenschaften haben kann. Beispielsweise resultiert der geringere Schrägfederungswinkel in einem reduzierten Vertikalkraftaufbau bei längsdynamischen Manövern. Von Bedeutung sind hierbei insbesondere die Nickwinkel des Aufbaus, welche beim statischen Antreiben und Bremsen auftreten. Da das zweite Wettbewerberfahrzeug ausschließlich Heckantrieb aufweist, während das erste Wettbewerberfahrzeug Allradantrieb besitzt, beschränken sich die genannten Nachteile



auf das Bremsen⁶⁴. An Vorder- und Hinterachse weist das zweite Wettbewerberfahrzeug zwar ebenfalls betragsmäßig geringere Bremsstützwinkel auf, jedoch besitzt das Fahrzeug auch eine niedrigere Schwerpunktlage, sodass in dem Zusammenhang auch weniger Abstützung benötigt wird.

Wie anhand des Beispiels im vorliegenden Abschnitt gezeigt wird, ist es mit Hilfe der Subsystemmethodik nach Kapitel 5 und Kapitel 6 möglich, die Fahrzeugeigenschaften von Wettbewerberfahrzeugen in ihrer Auswirkung auf Gesamtfahrzeugebene zu analysieren und die Effekte zu quantifizieren. Gegenüber der Charakterisierung der Fahrkomfortkennwerte nach Unterabschnitt 2.2.2, welche aus einem Benchmark auf Gesamtfahrzeugebene resultieren, wird damit zusätzlich ein Benchmark der Fahrzeuge auf Subsystemebene möglich.

7.3. ABLEITUNGSPROZESS VON GESAMTFAHRZEUG- ZU SUBSYSTEMEIGENSCHAFTEN

Während in den vorherigen Kapiteln die Subsystemmethodik auf Basis allgemeingültiger mechanisch-physikalischer Zusammenhänge hergeleitet wird, müssen für die Ableitung von Subsystemeigenschaften im Prozess spezifische Gesamtfahrzeugkennwerte als Referenz definiert werden. In Anlehnung an Unterabschnitt 2.2.2 werden Kenngrößen gewählt, welche sich an einer objektiven Bewertung des Fahrkomforts im Prozess orientieren, ohne dass eine Korrelation mit subjektiven Eigenschaften vorgenommen wird. Für die Bewertung wird zwischen den Kennwerten nach Tabelle 7.3 unterschieden.

Tabelle 7.3.: Übersicht über bewertete Gesamtfahrzeugkennwerte

Strecke	Bewertetes Phänomen	Kennwerte
Stochastische Fahrbahn mit hohem Unebenheitsniveau	Aufbauschwingung	Effektivwert Resonanz
		Effektivwert Isolation
Stochastische Fahrbahn mit niedrigem Unebenheitsniveau	Stuckern	Effektivwert Stuckern
Kantenüberfahrt	Verhalten bei Einzelhindernissen	Schlaghärte in x (PtP)
		Abklingverhalten in x
		Schlaghärte in z (PtP)
		Abklingverhalten in z

Demnach werden jeweils das niederfrequente Schwingungsverhalten des Aufbaus, das Stuckern sowie das Verhalten bei Überfahrt von Einzelhindernissen betrachtet. Als Kennwerte im Frequenzbereich dienen im Fall der Aufbauschwingung die effektive Höhe der Beschleunigung im Bereich der Aufbaueigenfrequenz sowie im Frequenzbereich der Isolation. Beide Eigenschaften werden aus der Überfahrt einer stochastischen Fahrbahn mit hohem Unebenheitsniveau identifiziert. Für das Stuckern wird ebenfalls ein Effektivwert der Beschleunigungsamplitude in einem definierten Frequenzbereich verwendet. Zur Identifikation des Kennwerts wird wiederum eine stochastische Fahrbahn mit geringem Unebenheitsniveau verwendet. Die Frequenzbereiche für die einzelnen Kennwerte orientieren sich an

⁶⁴Die Aussage gilt unter der Annahme, dass der Bremsstützwinkel gleichermaßen wie der Schrägfederungswinkel reduziert ist, was jedoch bei anderen Fahrzeugen nicht immer zwangsläufig der Fall ist.



Angaben aus der Literatur, vgl. Abschnitt 2.2. In Analogie zu Abschnitt 7.1 werden bei der Überfahrt von Einzelhindernissen die Schlaghärte und das Abklingverhalten anhand der darauffolgenden Aufbaubeschleunigung an der Fahrersitzschiene in Längs- und Vertikalrichtung betrachtet.

Zum Erreichen der Zielwerte, welche anhand dieser objektiven Fahrkomfortkennwerte definiert werden, ist eine Auslegung auf Subsystemebene zielführend. Damit eine zielgerichtete Modifikation von Eigenschaften ermöglicht wird, ist die Kenntnis des Einflusses von Subsystemeigenschaften auf die Gesamtfahrzeugkennwerte von besonderer Bedeutung. Nachdem diese für einige ausgewählte Parameter in Abschnitt 7.1 erläutert worden, werden die Abhängigkeiten im Weiteren quantitativ für alle Parameter bestimmt.

Die Analyse erfolgt mit Hilfe des in Kapitel 5 erläuterten Subsystemansatzes. Lediglich die Reibung in Längsrichtung wird nicht berücksichtigt, da diese in ihrer Wirkung die Steifigkeit der zu berechnenden Differenzialgleichungen derart erhöht, dass die Simulationszeit deutlich zunimmt. Die Analyse wird zunächst auf Basis der Serienkonfiguration des Referenzfahrzeugs ausgeführt. Da der Ansatz auch nichtlineare Einflüsse einbezieht sowie komplexe Wechselwirkungen zwischen den einzelnen Subsystemschwingungen auftreten, variieren auch die Sensitivitäten der Subsystemparameter für andere Fahrzeuge oder Betriebszustände. Eine globale Sensitivitätsanalyse zum Erfassen aller Auswirkungen und Wechselwirkungen von Parametervariationen benötigte in dem Zusammenhang einerseits zu viel Simulationszeit, andererseits geht sie über den Rahmen der vorliegenden Arbeit hinaus. Um dennoch eine allgemeingültigere Aussage über die Parametereinflüsse zu erhalten, werden neben dem Referenzfahrzeug, als Fahrzeug der Mittelklasse (vgl. Unterabschnitt 3.2.1), noch zwei weitere Fahrzeuge untersucht, für die jeweils lokale Sensitivitätsanalysen durchgeführt werden. Das zweite Fahrzeug entspricht ebenfalls einem Mittelklasse-Modell, welches sich zum Referenzfahrzeug im Wesentlichen dadurch unterscheidet, dass anstelle eines Verbrennungsaggregats über der Vorderachse eine elektrische Antriebsmaschine⁶⁵ über der Hinterachse zum Einsatz kommt. Beim dritten Fahrzeug handelt es sich um ein Fahrzeug der Kompaktklasse mit Frontantrieb, welches an der Hinterachse über keinen elastisch gelagerten Hilfsrahmen verfügt.

Der Variationsbereich der verschiedenen Subsystemkenngrößen wird durch Tabelle 7.4 wiedergegeben. Bei nichtlinearen Kennlinien betrifft die Erhöhung um 20 % ausschließlich die Kraft, während der Referenzweg bzw. die Referenzgeschwindigkeit beibehalten wird.

Tabelle 7.4.: Variation der Subsystemeigenschaften im Gesamtfahrzeugansatz zur quantitativen Einflussbestimmung

Parameter	Art der Änderung
Steifigkeiten, Dämpfungen, Massen, Sonstige	+ 20 %
Kinematische Winkel (z.B. Schrägfederungswinkel)	+ 0,5°
Positionen von Schwerpunkten und EDP, Längenmaße	+ 20 mm

Eine Änderung an den Subsystemparametern gemäß Tabelle 7.4 resultiert in einer prozentualen Veränderung der Gesamtfahrzeugkennwerte aus Tabelle 7.3. Der Betrag der Änderung wird für verschiedene Parametergruppen zusammengefasst und für den jeweiligen Kennwert anhand des Referenzfahrzeugs gegenübergestellt, vgl. Abbildung 7.13. In der Gruppe "Massen" werden alle Subsystemmassen und -trägheiten sowie die Achslastverteilung zusammengefasst. Auch wenn die Masseneigenschaften oft einen größeren Anteil der Kennwerte ausmachen, sind sie im Rahmen des Auslegungsprozesses oftmals

⁶⁵Im weiteren mit E-Maschine abgekürzt



nur bedingt beeinflussbar, sodass der Fokus der Auslegung vorwiegend auf den anderen Fahrzeugeigenschaften liegen sollte. Die mit den Namen von Subsystemen bezeichneten Parametergruppen enthalten jeweils alle Übertragungseigenschaften, wie Steifigkeiten oder Dämpfungen, die dem jeweiligen Subsystem zuzuordnen sind. Bei den Fahrwerkseigenschaften wird weiterhin zwischen Eigenschaften für die Längs- und Vertikalrichtung sowie kinematischen Eigenschaften (insbesondere der Abstützwinkel) unterschieden.

Die Summe der Änderungsbeträge aller Parametergruppen wird auf 100 % normiert. Demnach sind sowohl die Sensitivität als auch die Anzahl der Parameter der jeweiligen Parametergruppe von Bedeutung. Die variierten Eigenschaften müssen in dem Zusammenhang möglichst unabhängig voneinander sein. Auf die Darstellung der Auswirkungen von Spur, Sturz und lateralen elastokinematischen Eigenschaften des Fahrwerks wird wegen des vernachlässigbaren Einflusses verzichtet. Damit Ausschwingvorgänge an der Vorderachse bei Überfahrt der Kante nicht das Schwingverhalten der Hinterachse beeinflussen, überfährt das Hinterrad die Kante in der Simulation unabhängig vom Vorderrad.

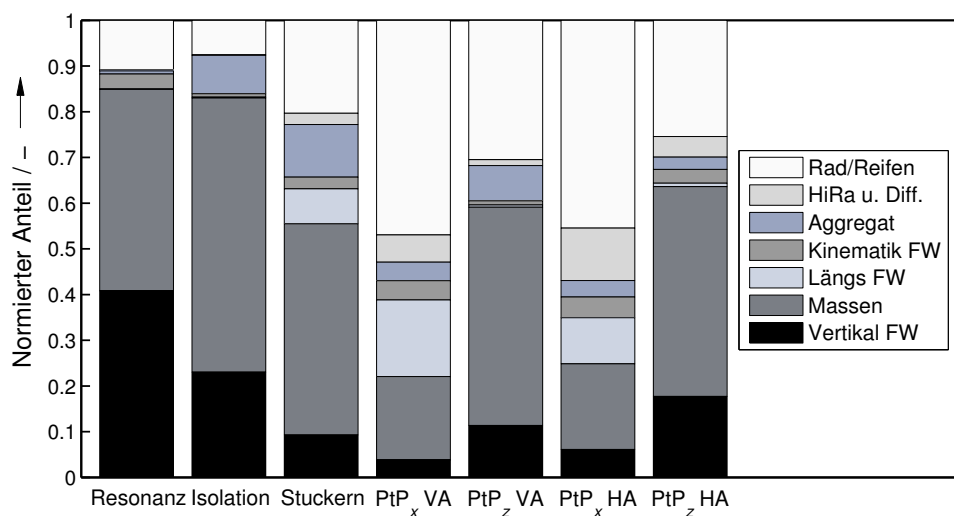


Abbildung 7.13.: Einfluss von Subsystemparametern auf die Gesamtfahrzeugkennwerte für die Referenzkonfiguration; HiRA u. Diff.: Hilfsrahmen- und Differenziallagerung; Aggregat: Aggregatlagerung; Kinematik FW: Kinematische Parameter des Fahrwerks; Längs FW: Längseigenschaften des Fahrwerks; Vertikal FW: Vertikaleigenschaften des Fahrwerks; Massen: Massen und Trägheiten der einzelnen Subsysteme sowie Achslastverteilung

Die Anteile, welche die Subsysteme an den Gesamtfahrzeugeigenschaften haben, werden zunächst anhand Abbildung 7.13 für das Referenzfahrzeug erläutert.

Es ist erkennbar, dass die Aufbauresonanz vorwiegend durch die Vertikalabstimmung des Fahrwerks und die Masseneigenschaften geprägt ist. Einen geringen Beitrag hat ebenfalls der Rad/Reifen-Verbund.

Die Isolation wird grundsätzlich durch dieselben Subsysteme geprägt, jedoch nimmt der Einfluss der Massen und des Aggregats zu. Letzteres ist insbesondere auf den höheren Frequenzbereich der Isolation gegenüber der Resonanz zurückzuführen. Die Vertikalabstimmung des Fahrwerks zeigt hingegen einen abnehmenden Einfluss.

Auch das Stuckern wird durch ähnliche Subsysteme beeinflusst. Während der Anteil des Aggregats etwas ansteigt und jeweils der Einfluss der Massen sowie der Vertikalabstimmung des Fahrwerks abnehmen, nimmt insbesondere die Bedeutung des Reifens deutlich zu.

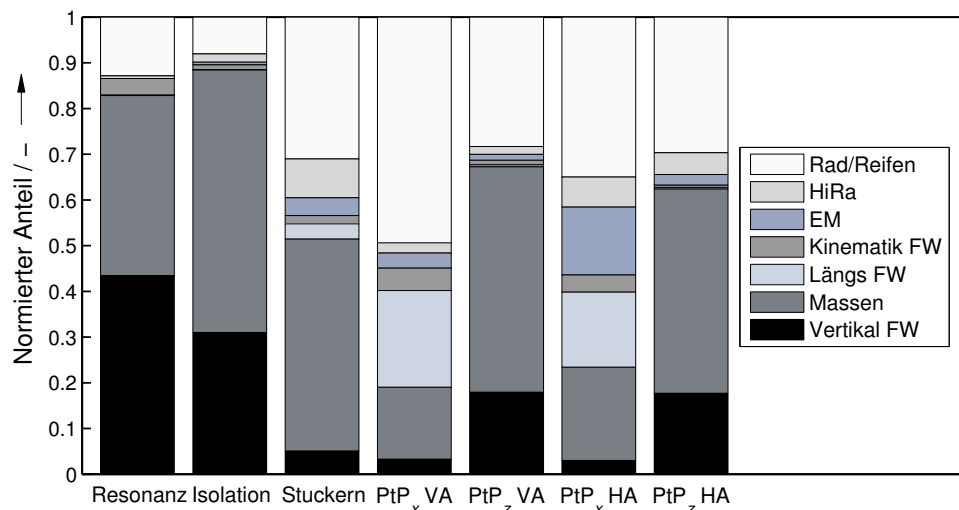


Abbildung 7.14.: Einfluss von Subsystemparametern auf die Gesamtfahrzeugkennwerte für das Mittelklasse-Fahrzeug mit E-Maschine; EM: Lagerung der E-Maschine; Übrige Bezeichnungen der Subsysteme analog zu Abbildung 7.13

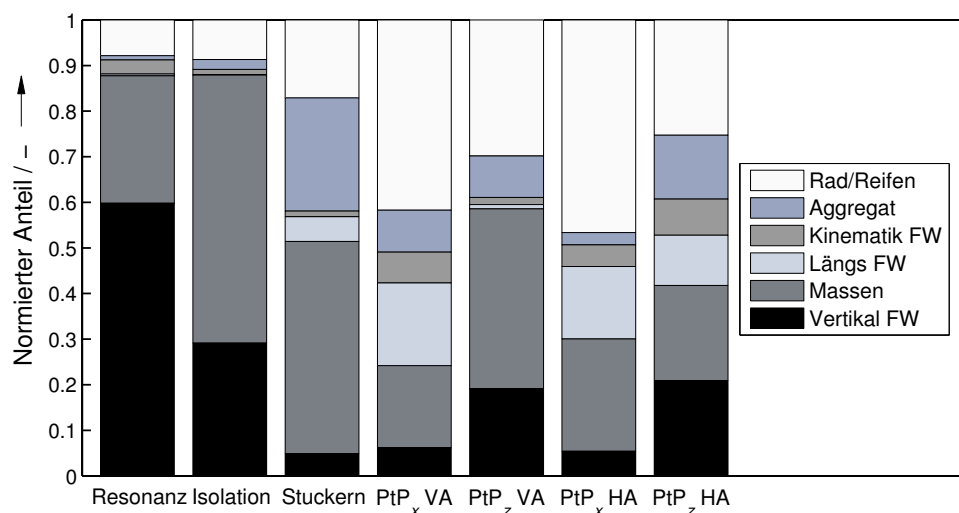


Abbildung 7.15.: Einfluss von Subsystemparametern auf die Gesamtfahrzeugkennwerte für das Kompaktklasse-Fahrzeug; Bezeichnung der Subsysteme analog Abbildung 7.13

Zusätzlich beeinflusst in diesem Frequenzbereich auch schon teilweise die Längsabstimmung des Fahrwerks das Verhalten. Je nach Abstimmung von Fahrwerk, Reifen und Motorlagerung ist insbesondere auch hier eine Verschiebung der Anteile zwischen den Subsystemen zu erwarten.

Das Verhalten bei Überfahrt einer Kante in Längsrichtung ist durch die Abstimmung aller Subsysteme geprägt. Den größten Einfluss zeigen hierbei die Reifeneigenschaften. Gegenüber den vorherigen Kennwerten spielen erwartungsgemäß auch Längsabstimmung und Kinematik des Fahrwerks sowie Hilfsrahmen und Differenzial eine größere Rolle. Besonders



an der Hinterachse steigt der Einfluss von Hilfsrahmen und Differenzial deutlich an. Die Zunahme des Anteils des Hilfsrahmensubsystems kann unter anderem darauf zurückgeführt werden, dass die Gesamtlängssteifigkeit an der Hinterachse zwischen Fahrwerk und Hilfsrahmen aufgeteilt wird und beide einen ähnlichen Einfluss auf das Gesamtfahrzeugverhalten besitzen.

Bei der Kantenüberfahrt sind in Vertikalrichtung an der Vorderachse vorwiegend die Vertikalabstimmung des Fahrwerks, die Massen sowie die Aggregat- und Reifeneigenschaften von Bedeutung. Analog der Längsrichtung nimmt an der Hinterachse der Anteil von Hilfsrahmen und Differenzial zu, während der Einfluss des Aggregats abnimmt.

Wenn anhand Abbildung 7.14 der Einfluss der Subsystemparameter auf die Komforteigenschaften des Mittelklasse-Fahrzeugs mit E-Maschine betrachtet wird, wird offensichtlich, dass die Aufteilung zwischen den Subsystemen grundsätzlich sehr ähnlich zu der des Referenzfahrzeugs ist. Aufgrund des fehlenden Verbrennungsaggregats über der Vorderachse nehmen die Anteile der übrigen Subsysteme zu. Die E-Maschine zeigt in dem Zusammenhang einen größeren Einfluss auf das Stuckern und die Schlaghärten bei Kantenüberfahrt mit der Hinterachse.

Die Anteile der Subsysteme an den Gesamtfahrzeugeigenschaften ist ebenfalls für das Fahrzeug der Kompaktklasse sehr ähnlich zu denen von Referenz- und Mittelklassefahrzeug, vgl. Abbildung 7.15. Die Bedeutung des Aggregats für das Stuckern und die Schlaghärten ist dabei höher als beim Referenzfahrzeug. Letzteres ist insbesondere auf die andere Positionierung von Subsystem-Eigenfrequenzen zurückzuführen. Aufgrund des fehlenden Hinterachshilfsrahmens nimmt entsprechend die Bedeutung der Längseigenschaften des Fahrwerks für die Schlaghärte an der Hinterachse zu.

Die wichtigsten individuellen Parameter, welche die einzelnen Kennwerte beeinflussen, werden in den folgenden Unterabschnitten erläutert. Die Erläuterungen werden dabei ausschließlich anhand des Referenzfahrzeugs durchgeführt.

7.3.1. EINFLUSS VON SUBSYSTEMPARAMETERN AUF NIEDERFREQUENTE AUFBAUSCHWINGUNGEN

In Abbildung 7.16 werden die Abhängigkeiten der Resonanz- und Isolationskennwerte von Subsystemparametern dargestellt. Um eine übersichtliche Darstellung zu gewährleisten, sind jeweils lediglich die zehn einflussreichsten Parameter aufgeführt. Die übrigen Parameter werden unter "Sonstiges" (kurz: so.) zusammengefasst. Da deren Summe in der Regel deutlich größer als der einflussreichste Kennwert der Darstellung ist, wird in dem Fall der Mittelwert der übrigen Einflüsse gebildet. Es kann jedoch davon ausgegangen werden, dass ebenfalls ausreichend große Variationen an den übrigen Parametern einen größeren Einfluss auf das Gesamtfahrzeugverhalten haben können.

Wie in Abbildung 7.16 (a) erkennbar wird, haben Achslastverteilung, Masse und Trägheit des Aufbaus einen maßgeblichen Einfluss auf die Resonanzamplitude, da diese die Lage der Aufbaueigenfrequenzen sowie die Höhe des Dämpfungsmaßes beeinflussen. In dem Zusammenhang sorgt eine steigende Aufbaumasse zwar generell für eine Zunahme des Maximums der Amplitude der Übertragungsfunktion, jedoch trifft dies nicht zwangsweise für die zugehörige Beschleunigung bei einer realen Fahrbahnanregung zu. Erwartungsgemäß haben ebenfalls die Vertikalsteifigkeiten und -dämpfungen der Achsen einen signifikanten Einfluss auf die Resonanzamplitude. Die Sensitivitäten von Vorder- und Hinterachse sind insbesondere auch durch das Verhältnis der Parameter sowie die Messposition geprägt. Eine höhere Aggregatmasse zeigt ebenfalls bereits in diesem Frequenzbereich einen Einfluss. Das hängt einerseits damit zusammen, dass die Aggregatmoden generell in einem relativ niedrigen Frequenzbereich liegen und die zusätzliche Masse diese noch weiter absenkt, andererseits erhöht der Parameter das Verhältnis von Aggregat- zu Aufbaumasse, wodurch

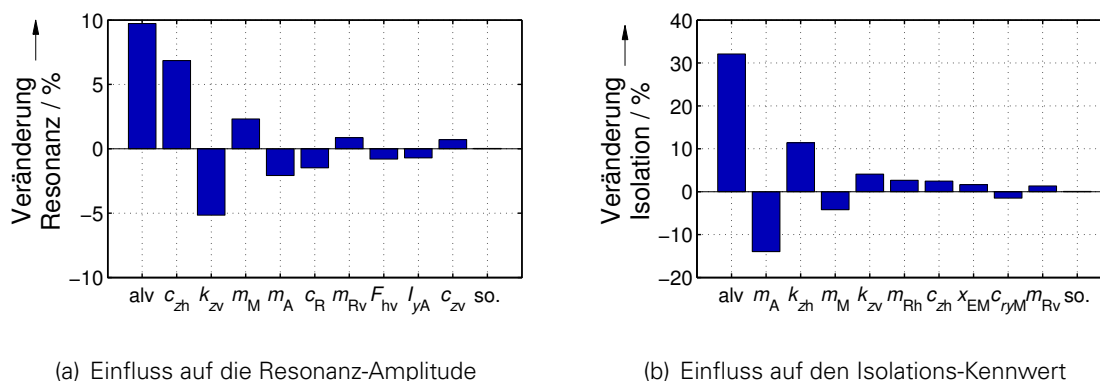


Abbildung 7.16.: Einfluss von Subsystemparametern auf die Kennwerte der Aufbauschwingung für die Referenzkonfiguration; c_{zv} : Vertikalsteifigkeit VA; c_{zh} : Vertikalsteifigkeit HA; k_{zv} : Vertikale Dämpferkonstante VA; k_{zh} : Vertikale Dämpferkonstante HA; F_{hv} : Vertikalreibniveau VA; m_{Rv} : Reifengefederte Masse VA; m_{Rh} : Reifengefederte Masse HA; alv: Achslastverteilung; m_A : Aufbaumasse; l_{yA} : Nickträgheit Aufbau; c_R : Reifenvertikalsteifigkeit; m_M : Aggregatmasse; c_{rYM} : Nicksteifigkeit der Aggregatlagerung; x_{EM} : x-Koordinate des EDP für die Längs- und Vertikalsteifigkeit der Aggregatlagerung; so.: Sonstige Parameter

die rückwirkende Kraft des Subsystems auf den Aufbau gesteigert wird. Weiterhin passt die Abstimmung der hydraulischen Eigenfrequenzen der Aggregatlager nicht mehr zum Schwingensystem. Hinsichtlich der Reifeneigenschaften ist zusätzlich die Reifenvertikalsteifigkeit von Bedeutung, welche die Vertikalsteifigkeit und -dämpfung des gesamten Systems beeinflusst. Weiterhin resultiert die Erhöhung der vorderen reifengefederten Masse ebenfalls in einer geringen Erhöhung der Beschleunigung im Resonanzfrequenzbereich. Hierbei gilt es zu beachten, dass dazu neben der Rückwirkung der höheren Massenkräfte ebenfalls das Reifenverhalten infolge höherer Radlasten und damit verbundenen geringeren Reifenradien beiträgt. Der Einfluss des Vertikalreibniveaus zählt ebenfalls zu den zehn größten Einflussfaktoren. Bei einem geringeren Amplitudenniveau ist zusätzlich ein Anstieg der zugehörigen Sensitivität zu erwarten. Weiterhin sei erwähnt, dass bei den folgenden Kennwerten die Reibungsparameter zwar nicht immer zu den größten relativen Einflussgrößen zählen, jedoch das grundsätzliche Auftreten der Reibungskräfte bereits deutliche Unterschiede in den charakteristischen Beschleunigungen zeigen kann.

Der Isolations-Kennwert zeigt generell eine höhere Sensitivität auf Parameteränderungen, vgl. Abbildung 7.16 (b). Neben Achslastverteilung und Aufbaumasse haben hierbei insbesondere die Aggregateigenschaften, welche in der x-z-Ebene definiert werden, einen signifikanten Einfluss. Wenn die Abstimmung der Aggregatschwingmoden bei anderen Fahrzeugen bei höheren Eigenfrequenzen liegen, dann ist eine Abnahme deren Einflusses zu erwarten. Fahrwerksseitig sind wiederum die Dämpfer dominant, welche ebenfalls einen wesentlichen Beitrag am Kennwert zeigen. Anteilig sind zusätzlich die Vertikalsteifigkeiten des Fahrwerks von Bedeutung. Aufgrund der Annäherung an den Frequenzbereich der Radresonanzen resultiert die Erhöhung der reifengefederten Massen in einem Anstieg des Isolations-Kennwerts.

7.3.2. EINFLUSS VON SUBSYSTEMPARAMETERN AUF DAS FAHRZEUGSTUCKERN

In Abbildung 7.17 werden die Abhängigkeiten des Fahrzeugstuckerns von Subsystemparametern dargestellt.

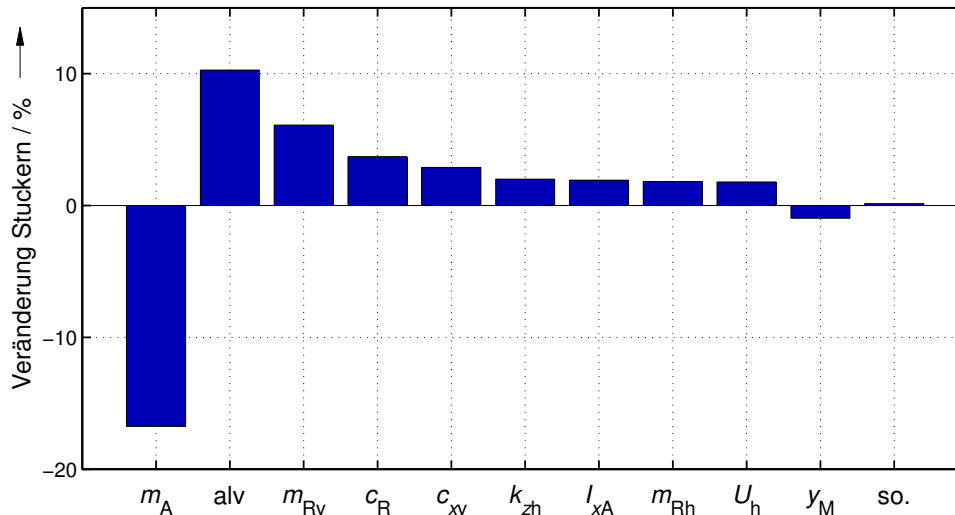
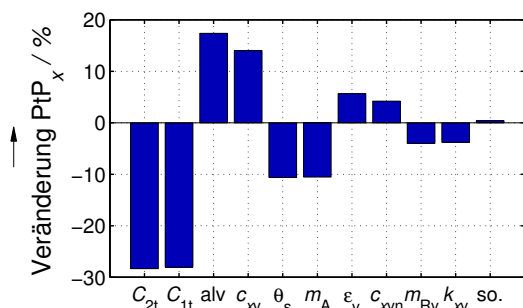


Abbildung 7.17.: Einfluss von Subsystemparametern auf das Fahrzeugstuckern für die Referenzkonfiguration; c_{xv} : Längssteifigkeit der Achsmatrix VA; k_{zh} : Vertikale Dämpferkonstante HA; m_{Rv} : Reifengefederte Masse VA; m_{Rh} : Reifengefederte Masse HA; U_h : Dämpferübersetzung HA; alv: Achslastverteilung; m_A : Aufbaumasse; I_{xA} : Wankträgheit Aufbau; c_R : Reifenvertikalsteifigkeit; y_M : y-Koordinate des Aggregatschwerpunktes; so.: Sonstige Parameter

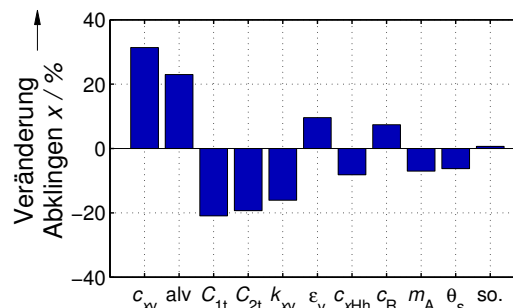
Die Aufbaumasse und die Achslastverteilung zeigen für das Stuckern ebenfalls einen relativ hohen Einfluss. Weiterhin ist ein Einfluss der Wankträgheit des Aufbaus zu erkennen, welche infolge der asymmetrischen Anregung des linken und rechten Reifenlatsches durch das Fahrprofil, der außermittigen Position des Beschleunigungssensors der Sitzschiene und den asymmetrischen Systemeigenschaften ebenfalls die identifizierte Beschleunigung beeinflusst. Darüber hinaus ist der Kennwert jedoch maßgeblich durch Rad- bzw. Reifeneigenschaften geprägt. Dazu zählen insbesondere die reifengefederten Massen und die Reifenvertikalsteifigkeit. Die genannten Eigenschaften haben in dem Zusammenhang Auswirkungen auf das höherfrequente Achsstuckern im Bereich der Radeigenfrequenz, welches ebenfalls unter den Kennwert fällt. Fahrwerksseitig sind insbesondere die Längssteifigkeit, die Vertikaldämpfungseigenschaften sowie die Dämpferübersetzung an der Hinterachse von wesentlicher Bedeutung. Die Längssteifigkeit beeinflusst hierbei analog einer Kantenüberfahrt direkt die Kraftreaktion in Längsrichtung, während der Vertikaldämpfer in Analogie zum Isolations-Kennwert maßgeblich für den vertikalen dynamischen Kräfteeintrag in den Aufbau ist. Die Dämpferübersetzung an der Hinterachse ist wiederum für die Verteilung der Dämpfungskräfte zwischen dem Aufbau und dem elastisch gelagerten Hilfsrahmen verantwortlich. Darüber hinaus ist ebenfalls ein geringer Einfluss der lateralen Position des Aggregatschwerpunktes zu erkennen, welcher analog der Wankträgheit zu begründen ist. Auffällig ist die geringe Sensitivität der Aggregatlagerungseigenschaften, was aus der ausreichenden Bedämpfung des Systems durch die Hydrolager resultiert.

7.3.3. EINFLUSS VON SUBSYSTEMPARAMETERN AUF DAS SCHWINGUNGSVERHALTEN BEI KANTENÜBERFAHRT

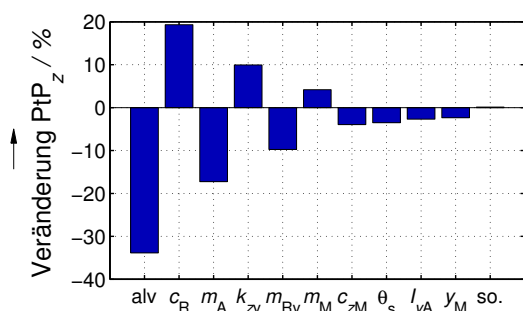
In Abbildung 7.18 werden die Abhängigkeiten der Schlaghärte und des Abklingverhaltens von Subsystemparametern an der Vorderachse für die Längs- und Vertikalrichtung dargestellt. Hierbei wird durch das Modell erneut eine Kante mit einer Höhe von etwa 20 mm überfahren.



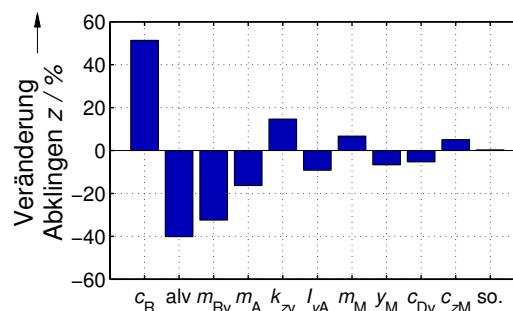
(a) Einfluss von Subsystemparametern auf die Schlaghärte in Längsrichtung



(b) Einfluss von Subsystemparametern auf das Abklingverhalten in Längsrichtung



(c) Einfluss von Subsystemparametern auf die Schlaghärte in Vertikalrichtung



(d) Einfluss von Subsystemparametern auf das Abklingverhalten in Vertikalrichtung

Abbildung 7.18.: Einfluss von Subsystemparametern auf Kennwerte bei Kantenüberfahrt durch die Vorderachse der Referenzkonfiguration; PtP: Peak-to-Peak-Beschleunigung; c_{xv} : Längssteifigkeit der Achsmatrix VA; c_{xvn} : Nichtlinearer Anteil der Längssteifigkeit VA; c_{xHh} : Längssteifigkeit der Hilfsrahmenlagerung HA; c_{Dv} : Steifigkeit Dämpferlager VA; k_{xv} : Längsdämpfung der Achsmatrix VA; ϵ_v : Schrägfederungswinkel VA; k_{zv} : Vertikale Dämpferkonstante VA; m_{Rv} : Reifengefederte Masse VA; alv: Achslastverteilung; m_A : Aufbaumasse; I_{yA} : Nickträgheit Aufbau; C_{1t} : Skalierungsfaktor für Höhe und Winkel der effektiven Reifenkontaktfläche; C_{2t} : Skalierungsfaktor für den Winkel der effektiven Reifenkontaktfläche; c_R : Reifenvertikalsteifigkeit; θ_s : Abstand der Ellipsen des Reifenkontaktmodells zur Umschließung eines Hindernisses m_M : Aggregatmasse; c_{zM} : Vertikalsteifigkeit der Aggregatlagerung; y_M : y-Koordinate des Aggregatschwerpunktes; so.: Sonstige Parameter

Wie aus Abbildung 7.18 (a) hervorgeht, beeinflusst insbesondere das Umschließungsvermögen des Reifens das Verhalten in Längsrichtung, während fahrwerksseitig die Längssteifigkeit sowie der Schrägfederungswinkel von Bedeutung sind. Wie auch bereits in Unterabschnitt 7.1.1 und Unterabschnitt 7.1.2 dargestellt, resultiert deren Erhöhung gleichermaßen



in einem Anstieg der Schlaghärte in Längsrichtung. Aufgrund des hohen Anregungsniveaus trägt auch der nichtlineare Anteil der Längssteifigkeit zum Kennwert bei. Weiterhin sorgt eine Erhöhung der Achslastverteilung in Richtung der Vorderachse für einen Anstieg des Kennwerts, da die Achse aufgrund der höheren Masse mehr Längsweg bei der Kantenüberfahrt benötigt und dadurch die Achse stärker in Progression geht. In dem Zusammenhang wird die Schlaghärte an der Hinterachse gesenkt. Ein singulärer Anstieg der Aufbaumasse hat wiederum eine Verringerung der Schlaghärte zufolge. Eine Erhöhung der reifengefederten Masse resultiert beim vorliegenden Fahrzeug wiederum in einer Reduktion der Schlaghärte in Längsrichtung.

Für das Abklingverhalten in Längsrichtung sind grundsätzlich die gleichen Subsystemeigenschaften wie bei der Schlaghärte entscheidend, da eine Erhöhung bzw. Absenkung der Peak-to-Peak-Amplitude häufig auch mit einer Erhöhung oder Absenkung der durchschnittlichen Amplitude beim Abklingen korreliert. Entsprechend sind die Richtungen der Änderungen für Schlaghärte und Abklingverhalten für die dargestellten gemeinsamen Parameter identisch. Weiterhin nehmen insbesondere die Bedeutung der Achslastverteilung, der Längssteifigkeit und -dämpfung des Fahrwerks sowie der Schrägfederung gegenüber den Umschließungseigenschaften des Reifens zu.

Zusätzlich zählen gegenüber der Schlaghärte für das Abklingverhalten auch die Längssteifigkeit der Hilfsrahmenlagerung an der Hinterachse sowie die Vertikalsteifigkeit des Reifens zu den bedeutendsten Einflussgrößen. Eine höhere Längssteifigkeit der Hilfsrahmenlagerung verbessert in dem Zusammenhang die Anbindung des Aufbaus an die Straße, sodass dieser bei Anregung der Vorderachse weniger schwingt. Eine höhere Reifenvertikalsteifigkeit verstärkt wiederum die Schwingung der Radmasse in Vertikalrichtung, welche auch eine längere Schwingung in Längsrichtung zur Folge hat.

Für die Schlaghärte in Vertikalrichtung sind neben Achslastverteilung, Aufbaumasse und -trägheit die Eigenschaften des Fahrwerks sowie des Reifens in vertikaler Richtung von hoher Bedeutung. Fahrwerksseitig zählt hierzu vor allem der Dämpfer. Hinsichtlich der Rad- bzw. Reifeneigenschaften haben Reifenvertikalsteifigkeit, das Umschließungsvermögen und die Höhe der reifengefederten Masse den größten Einfluss. Weiterhin führt auch eine Erhöhung der Eigenfrequenz der gekoppelten x - z - r_y -Moden des Aggregats zu einer Verringerung der Schlaghärte.

In Vertikalrichtung wird das Abklingverhalten ebenfalls grundsätzlich durch dieselben Parameter wie bei der Schlaghärte beeinflusst, weshalb auch hier die Änderungsrichtungen der gemeinsamen Parameter weitestgehend gleich sind. Hervorzuheben ist hierbei die Erhöhung des Dämpfungsbeiwertes, bei der die Schwingung zwar schneller abklingt, jedoch infolge des Anstiegs der Schlaghärte die durchschnittliche Abklingamplitude ansteigt. Demnach steigt der Kennwert an. Gegenüber der Schlaghärte nimmt für das Abklingverhalten insbesondere die Bedeutung der Reifenvertikalsteifigkeit, der reifengefederten Masse, der Nickträgheit des Aufbaus und die der Vertikalsteifigkeit des Domlagers zu.

7.3.4. ZUSAMMENFASSUNG DER ERGEBNISSE UND HANDLUNGSABLEITUNG

Die Untersuchung im vorliegenden Abschnitt hat gezeigt, welchen quantitativen Einfluss eine Variation der Subsystemkenngrößen auf das Gesamtfahrzeugschwingungsverhalten haben. Auch wenn die resultierende Veränderung auf Gesamtfahrzeugebene von dem derzeitigen Betriebszustand abhängt, hatte die Analyse das Ziel, die Subsysteme mit dem größten Einfluss auf den jeweiligen Kennwert zu identifizieren. Aufgrund der nichtlinearen Modellelemente variiert die quantitative Sensitivität der Eigenschaften je nach Fahrzeug und Betriebspunkt. Gemäß der Abbildungen 7.13 bis 7.15 konnte gezeigt werden, dass unter Berücksichtigung der individuellen strukturellen Fahrzeugunterschiede, die Größenordnungen der Einflüsse für drei verschiedene Fahrzeuge jedoch größtenteils ähnlich verteilt sind. Es



wird angenommen, dass dies auch für weitere Fahrzeugkonfigurationen gilt. Zur weiteren Absicherung ist es zielführend, die vergleichenden Übersichten des vorliegenden Abschnitts für weitere Fahrzeuge zu erstellen.

Das Vorgehen dient als Grundlage zur Definition eines Auslegungsprozesses mit steigender Modellkomplexität. Am wichtigsten sind hierbei Abbildung 7.13 bis Abbildung 7.15, da sich anhand der Subsystemeinflüsse die Reihenfolge ableiten lässt, in der Subsysteme ausgelegt werden müssen. Das damit verbundene Ziel ist, die Auslegung von Subsystemeigenschaften derart zu gestalten, dass diese geringe Rückwirkungen auf weitere Kennwerte haben und so möglichst unabhängig voneinander variiert werden können. Demnach sind für die Auslegung der jeweiligen Subsystemeigenschaft die Gesamtfahrzeugkennwerte zu wählen, welche am stärksten durch diese beeinflusst werden. Beginnend bei niederfrequenten Kennwerten nimmt mit steigender Frequenz die Zahl der Parameter und die Komplexität der Wechselwirkungen stetig zu. Gemäß Abbildung 7.13 lässt sich das Vorgehen zunächst auf einer übergeordneten Ebene ableiten. Beispielsweise steht bei niederfrequenten Resonanz- und Isolations-Kennwerten vorwiegend die Vertikalabstimmung des Fahrwerks im Vordergrund. Eigenschaften der Aggregatagerung sind ab dem Frequenzbereich der Isolation auszulegen. Reifeneigenschaften sind wiederum hinsichtlich höherfrequenter Schwingungen bei Kantenüberfahrt zu betrachten.

Da dies jedoch nur eine Verallgemeinerung der physikalischen Zusammenhänge darstellt, muss die Betrachtung noch auf einzelne Parameter abgeleitet werden. Die Zusammenhänge zwischen Gesamtfahrzeugkennwerten und den einzelnen Parametern wurde in den darauffolgenden Unterabschnitten dargestellt. Die darin enthaltenen Darstellungen können verwendet werden, um zunächst die einflussreichsten Größen hinsichtlich der Gesamtfahrzeugdynamik zu optimieren, ohne Zeit zur Optimierung weniger relevanter Parameter zu verwenden. Zum derzeitigen Zeitpunkt dienen die dargestellten Zusammenhänge zur Auslegung effizienter Optimierungsalgorithmen. Zukünftig ist auch hier die Definition einer durchgängigen Auslegungsmethodik zielführend.

7.4. ABLEITUNGSPROZESS VON SUBSYSTEM- ZU KOMPONENTENEIGENSCHAFTEN

Ausgehend von den vorherigen Abschnitten liegt nunmehr eine neue Zwischenebene vor, auf die beim Ableiten von Komponenteneigenschaften referenziert werden kann, ohne dass die komplexen Einflüsse der Komponenten auf die Gesamtfahrzeugeigenschaften analysiert werden müssen, vgl. Unterabschnitt 2.1.2. Wenn die Subsystemkennwerte durch verschiedene Komponentenstrukturen identisch dargestellt werden, ergeben sich auf Gesamtfahrzeugebene die gleichen Kennwerte. Das Vorgehen zur Ableitung von Komponenteneigenschaften aus Subsystemkennwerten wird zunächst beispielhaft anhand der elastischen Lagerungen dargestellt, welche nach der Methode aus Abschnitt 5.2 modelliert und für Aggregat, Hilfsrahmen und Differenzial eingesetzt werden. Anschließend wird das Vorgehen für das Subsystem Fahrwerk erläutert.

7.4.1. ELASTISCHE LAGERUNGEN

Die Randbedingungen, welche im Ableitungsprozess der Eigenschaften elastischer Lagerungen zu berücksichtigen sind, hängen maßgeblich davon ab, welche Voraussetzungen auf Subsystem- und Komponentenebene getroffen werden. Prinzipiell lässt sich die Ableitungsmethode für beliebige Subsystem- und Komponentenkonfigurationen definieren. Zur anschaulichen Darstellung wird im Weiteren jedoch folgendes System angenommen:

- Die Subsystemebene ist entsprechend Unterabschnitt 5.2.2 als symmetrisch definiert.



- Die Lagerkonfiguration auf Komponentenebene wird jeweils einmal als asymmetrisch und symmetrisch angenommen.
- Die Lagersteifigkeiten sind alle in globalen Koordinaten orientiert. Die Lager sind gegenüber dem globalen Koordinatensystem demnach nicht verdreht.
- Es wird angenommen, dass die Steifigkeits- und Dämpfungsmatrizen unabhängig voneinander ausgelegt werden, d.h. es besteht ebenfalls kein Zusammenhang zwischen den Steifigkeiten und Dämpfungen der einzelnen Lager.

Für den Ableitungsprozess werden die Subsystem- und die Komponentenebene mit Hilfe eines Gleichungssystems verknüpft. Dazu werden grundsätzlich die Formeln zur Berechnung von Subsystem- aus Komponenteneigenschaften nach Abschnitt 5.2 verwendet. Weiterhin müssen jedoch auch die Eigenschaften berücksichtigt werden, welche in dem Subsystemansatz als null definiert sind, da die kumulierte Wirkung der Lagereigenschaften ebenfalls diese Bedingungen erfüllen müssen. Die Subsystemeigenschaften werden demnach jeweils in einer 6×6 -Steifigkeits- und Dämpfungsmatrix zusammengefasst. Gemäß Gleichung 7.7 werden diesen Matrizen die Gleichungen zur Berechnung der Subsystemeigenschaften aus den zugehörigen Lagerparametern gegenübergestellt und in einem nichtlinearen Gleichungssystem zusammengefasst. \mathbf{S} steht hierbei jeweils für die Steifigkeits- oder Dämpfungsmatrix auf Subsystemebene. Die Steifigkeits- oder Dämpfungsmatrix eines Lagers i , welche mit \mathbf{L}_i bezeichnet wird, wird anhand des im Anhang beschriebenen Vorgehens in Abschnitt A.1 mit Hilfe der Transformationsmatrizen \mathbf{V}_1 und \mathbf{V}_2 auf einen Referenzpunkt transformiert, auf den ebenfalls die Subsystemmatrix \mathbf{S} referenziert wird. Die Transformationsmatrizen \mathbf{V}_1 und \mathbf{V}_2 enthalten in dem Zusammenhang die Abstände l_{xi} , l_{yi} und l_{zi} des zugehörigen Lagerpunktes vom definierten Referenzpunkt. Die jeweiligen Beiträge der Lager zur Subsystemmatrix werden unter Verwendung des Index i für alle Lager bis zur Anzahl N summiert.

$$\mathbf{S}(c_x, c_z, c_{rx}, \dots) = \sum_{i=1}^N \mathbf{V}_{1i}(l_{xi}, l_{yi}, l_{zi}) \mathbf{L}_i \mathbf{V}_{2i}(l_{xi}, l_{yi}, l_{zi}) \quad (7.7)$$

Unabhängig von der Definition auf Subsystemebene (vgl. Abschnitt 5.2) bleibt die Anzahl der Eigenschaften in der 6×6 -Matrix \mathbf{S} grundsätzlich konstant. Bei Berücksichtigung aller Kopplungen zwischen den Freiheitsgraden und Vernachlässigung der symmetrischen Elemente der Matrix resultieren daraus 21 Parameter pro Matrix (bei jeweils einer Steifigkeits- und Dämpfungsmatrix demnach 42 Parameter), welche gleichzeitig die Anzahl von Gleichungen⁶⁶ bestimmen, die die Subsystem- mit der Komponentenebene verknüpfen. Eine Reduktion der Gleichungszahl ist in dem Zusammenhang nur möglich, indem bestimmte Subsystemeigenschaften vernachlässigt werden oder weil durch die gegebenen Voraussetzungen auf Komponentenebene einzelne Gleichungen implizit eine wahre Aussage ergeben, ohne dass diese mehr Informationen enthalten.

Die Anzahl der Parameter auf der rechten Seite von Gleichung 7.7 hängt wiederum direkt vom Lagerkonzept ab. Jedes Lager hat dabei jeweils drei Steifigkeits- und Dämpfungsparameter sowie drei Lagekoordinaten. Die Menge an Komponentenparametern entspricht hierbei der Anzahl an unbekanntem Parametern.

Das Verhältnis von Subsystemgleichungen zu Komponentenparametern für eine verschiedene Anzahl von Lagern mit asymmetrischer und symmetrischer Lageranordnung ist in Tabelle 7.5 dargestellt. Konfigurationen mit ein oder zwei Lagern werden nicht berücksichtigt.

⁶⁶Bei der vorliegenden Vernachlässigung der Lagerorientierung ergeben sich 15 Gleichungen pro Matrix.



Durch Analyse des Verhältnisses von Komponentenparametern zu Subsystemgleichungen lässt sich der Bestimmtheitsgrad⁶⁷ des Systems für die verschiedenen Lagerkonfigurationen ableiten. Die Differenz von Komponentenparametern und Subsystemgleichungen ergibt dabei die Anzahl an Randbedingungen, welche benötigt werden, um ein eindeutig bestimmtes System zu erhalten.

Tabelle 7.5.: Gegenüberstellung der Zahl an Subsystemgleichungen und Komponentenparametern für verschiedene Lagerkonzepte und Ableitung benötigter Randbedingungen bei symmetrischen Eigenschaften auf Subsystemebene

	3 Lager	4 Lager	5 Lager
Zahl der Subsystemparameter ⁶⁸	18	18	18
Asymmetrie auf Komponentenebene			
Zahl der Komponentenparameter	27	36	45
Zahl der Subsystemgleichungen	30	30	30
Benötigte Randbedingungen	-3	6	15
Symmetrie auf Komponentenebene			
Zahl der Komponentenparameter	17	18	26
Zahl der Subsystemgleichungen	22	22	22
Benötigte Randbedingungen	-5	-4	4

Die in Tabelle 7.5 grau hervorgehobenen Zellen geben an, für welche Konfigurationen mehr einschränkende Subsystemgleichungen als unbekannte Komponentenparameter vorliegen. Das trifft bei den gegebenen Voraussetzungen auf die asymmetrische Drei-Punkt-Lagerung sowie die symmetrische Drei- und Vier-Punkt-Lagerung zu. Das zugehörige Gleichungssystem ist überbestimmt. Für diese Lagerkonzepte gilt demnach, dass auf Subsystemebene definierte Lösungen unter Umständen nicht durch die genannten Komponentenkonfigurationen dargestellt werden können. Im Fall der asymmetrischen Vier- und Fünf-Punkt-Lagerung sowie der symmetrischen Fünf-Punkt-Lagerung liegen wiederum mehr unbekannte Komponentenparameter als Subsystemgleichungen vor. Das System ist unterbestimmt. In dem Fall sind noch weitere Randbedingungen erforderlich, um ein eindeutig bestimmtes System zu erhalten. Dies können beispielsweise Vorgaben zu maximalen Lagerabständen oder die Verwendung von Lagern als Gleichteile sein. Es ist zielführend, den tatsächlichen Bestimmtheitsgrad im Zuge der Ableitung nach der Berücksichtigung der zusätzlichen Randbedingungen zu berechnen.

Die gezeigte Methode kann verwendet werden, um die optimale Lagerkonfiguration anhand der Subsystemebene abzuleiten. Wenn die erforderlichen Eigenschaften auf Subsystemebene nicht dargestellt werden können, weil die Summe aus Subsystemgleichungen und zusätzlicher Randbedingungen größer als die Zahl der zu definierenden Komponentenparameter ist, dann lässt sich unter Erweiterung der Lageranzahl die überbestimmte Problemstellung auflösen. Beispielsweise kann angenommen werden, dass sich anhand der gegebenen Subsystemeigenschaften und einer asymmetrischen Vier-Punkt-Lagerung mehrere Lösungen

⁶⁷Es ist zu beachten, dass die Ableitung des Bestimmtheitsgrades anhand der Zahl der Gleichungen und unbekanntem Parametern primär für lineare Systeme definiert ist. Im Fall des vorliegenden nichtlinearen Systems dient dies jedoch zur Orientierung. Der tatsächliche Bestimmtheitsgrad kann sich in Einzelfällen unterscheiden und ist bei der Lösung des Systems zu berücksichtigen.

⁶⁸Dazu zählen gemäß Unterabschnitt 5.2.2 die Variablen $c_x, c_y, c_z, c_{r_x}, c_{r_y}, c_{r_z}, c_{r_x r_z}, k_x, k_y, k_z, k_{r_x}, k_{r_y}, k_{r_z}, k_{r_x r_z}$ sowie die Koordinaten der elastischen Drehpole $x_{EDPxz}, z_{EDPxz}, x_{EDPy}, z_{EDPy}$



für die Komponentenkonfiguration ableiten lassen. Wenn in dem Fall zusätzliche durch das Package bedingte Einschränkungen für die longitudinalen und lateralen Positionen der Lager definiert werden (acht Randbedingungen), lässt sich unter Umständen keine eindeutige Lösung bestimmen. Hinsichtlich einer optimalen Lösung können anschließend zwei weitere mögliche Vorgehensweisen abgeleitet werden:

- Das überbestimmte System wird unter den vorgegebenen Randbedingungen optimiert und es wird geprüft, ob die Nachteile der neu definierten Lagerkonfiguration im Schwingverhalten auf Gesamtfahrzeugebene tolerierbar sind.
- Sofern die Abweichungen auf Gesamtfahrzeugebene nicht tolerierbar sind, muss die Zahl der Freiheitsgrade auf Komponentenebene erweitert werden. Entweder werden dazu vorher definierte Randbedingungen weniger restriktiv formuliert oder die Zahl der Lager wird erhöht.

Beispielsweise ist es in dem vorliegenden Fall eine mögliche Lösung, anstelle der Vier- eine Fünf-Punkt-Lagerung zu verwenden.

Mit Hilfe der gezeigten Methode kann schrittweise geprüft werden, welche Lagerkonfiguration auf Komponentenebene benötigt wird, und es lässt sich eine (eigenschaftsbasierte) optimale Lagerkonfiguration ableiten, bevor mit der konstruktiven Umsetzung eines Konzeptes begonnen wird. Die zugehörigen relevanten Lagereigenschaften lassen sich anhand der Formeln aus Abschnitt 5.2 direkt anhand der bereits definierten Subsystemeigenschaften berechnen oder optimieren.

7.4.2. FAHRWERKSKONZEPTE

Beim Subsystem Fahrwerk kann vor der Ableitung von Komponenteneigenschaften ebenfalls zunächst eine Vorauswahl des Konzepts stattfinden. Hierbei ist das Vorgehen vergleichbar mit der für elastische Lagerungen dargestellten Methode. Gemäß des Achsmodells nach Abschnitt 5.3 liegen auf Subsystemebene 24 das Fahrwerk bestimmende Parameter vor, welche unabhängig vom Achskonzept sind. Diese können erneut auf der linken Seite eines Gleichungssystems nach Gleichung 7.8 zusammengefasst werden.

$$\vec{v}_F(c_{xv}, c_{fv}, k_v, \epsilon_v, \dots) = \vec{\sigma}(c_{x_Lager1}, c_{ry_Lager1}, c_{x_Lager2}, \dots) \quad (7.8)$$

Der Vektor \vec{v}_F enthält in dem Zusammenhang bereits die aus den Gesamtfahrzeugeigenschaften abgeleiteten Subsystemparameter. Weiterhin wird die Zusammensetzung dieser Subsystemkennwerte anhand der unbekanntenen Komponenteneigenschaften auf der rechten Seite der gegebenen Gleichung in einem Vektor $\vec{\sigma}$ zusammengefasst. Einzelne Achskonzepte erlauben in dem Zusammenhang größere oder kleinere Spreizungen im Hinblick auf die individuelle Auslegung der einzelnen Subsystemeigenschaften.

Aufgrund der komplexen unterschiedlichen statischen und dynamischen Berechnungsformeln, welche zur Bestimmung der radbezogenen Systemeigenschaften bei verschiedenen Achskonzepten benötigt werden, wird dies im Rahmen der vorliegenden Arbeit nicht weiter ausgeführt und muss zukünftig noch einmal separat betrachtet werden.

Anschließend kann durch Vergleich der aus dem Gesamtfahrzeug abgeleiteten Subsystemeigenschaften und der Potenziale, die die jeweiligen Achskonzepte hinsichtlich der Parameterauslegung bieten, bereits eine eigenschaftsbasierte Vorauswahl der Achskonzepte erfolgen, sodass ungeeignete Konfigurationen im vornherein ausgeschlossen werden können. Dadurch entfällt deren Dimensionierungsaufwand und die Umsetzung des optimalen Fahrwerkskonzepts wird begünstigt.



Für das gewählte Achskonzept kann anschließend auf Basis des Gleichungssystems gemäß Gleichung 7.8 die Berechnung einzelner Komponenteneigenschaften erfolgen. Die Identifikation der für die jeweilige Subsystemeigenschaft wichtigsten Parameter ist zukünftig noch zu erarbeiten.



8. ZUSAMMENFASSUNG UND AUSBLICK



Die bereits in der Motivation angeführten sich verändernden Randbedingungen in der Fahrzeugentwicklung erfordern eine nachhaltige Effizienzsteigerung im automobilen Entwicklungsprozess. In der Fahrdynamik wurde dies unter anderem bereits durch die methodische Eigenschaftsableitung unter Berücksichtigung einer Subsystemebene in der Prozessstruktur realisiert. Der Fokus der vorliegenden Arbeit lag in der Entwicklung einer äquivalent anwendbaren Methodik im Fahrkomfort. Aufgrund der damit verbundenen anspruchsvolleren Fahrzeugsystemdynamik erforderte die Problemstellung eine separate Analyse. Bei der Entwicklung der Methodik stand nicht allein die Umsetzung eines geeigneten Subsystemmodells, sondern auch dessen Parametrierung und Integration in den Prozess im Vordergrund.

In Kapitel 2 wurde die generelle Struktur des automobilen Entwicklungsprozesses sowie dessen Ausprägung in der Fahrdynamik und im Fahrkomfort analysiert. Weiterhin wird der Stand der Technik zur Analyse und Modellierung einzelner Subsysteme dargestellt, um die derzeitigen Erkenntnisse hinsichtlich einer geeigneten Modellierung zusammenzufassen. Auch wenn bereits eine Vielzahl von Fahrzeugkomponenten Gegenstand intensiver Untersuchungen waren, existieren einige physikalische Aspekte, welche noch nicht ausreichend analysiert worden. Dazu zählen beispielsweise Fahrwerksreibung oder -längsdynamik. Weiterhin wurden abstrakte Modellansätze auf Gesamtfahrzeugebene betrachtet. Diese sind oft für bestimmte Fragestellungen zweckmäßig einsetzbar, eignen sich jedoch nur bedingt für den Einsatz auf Subsystemebene im Entwicklungsprozess. Der Bedarf einer geeigneten Methodik bleibt in dem Fall bestehen.

Die methodischen Mittel, welche zur Ableitung der Subsystemmethodik zum Einsatz kommen, wurden in Kapitel 3 dargestellt. Zunächst wird dokumentiert, wie die Identifikation dynamischer Kennwerte von Übertragungssystemen erfolgt. Weiterhin wird die Versuchstechnik erläutert, bei der insbesondere ein K&C-Prüfstand sowie ein dynamischer Achsprüfstand im Vordergrund stehen. Der Achsprüfstand dient zur Analyse des Fahrwerksystems und stellt die Vorlage für eine zukünftige Modellparametrierung an einem dynamischen K&C-Prüfstand sowie aus Gesamtfahrzeugmessungen dar. Ein zentraler Bestandteil des Kapitels ist ebenfalls durch die Darstellung der Vorgehensweise zur Analyse und Abstraktion von Subsystemen gegeben. Diese folgt der Definition einer Blackbox mit Hilfe einer komponentenunabhängigen allgemeingültigen Übertragungsmatrix des Systems und stellt die Basis für das Verständnis und die Modellierung der einzelnen Fahrzeugsysteme dar.

Die Analyse der Eigenschaften einzelner Subsysteme als Basis für eine geeignete Modellierung erfolgte in Kapitel 4. Dabei konnte zu Beginn bereits die Relevanz von Aggregat, Hilfsrahmen und Differenzial für das Schwingungsverhalten des Fahrzeugs im Frequenzbereich bis 30 Hz simulativ nachgewiesen werden.

Daraufhin wurde im Hinblick auf den Fahrkomfort das Übertragungsverhalten des Fahrwerks insbesondere in Längs- und Vertikalrichtung detaillierter analysiert. Ohne Berücksichtigung des elastisch gelagerten Hilfsrahmens sind für das vertikale statische Verhalten entlang der kinematischen Hubkurve die Hauptfeder-, Nebenfeder- und Druckpufferrate sowie Reibungseffekte bedeutsam. Dynamisch haben zusätzlich Dämpfer und Dämpferlager einen hohen Einfluss auf die Übertragungsfunktion. Die Nebendämpfungsrate wird als vernachlässigbar erachtet. In Längsrichtung treten unter Wirkung der Elastokinematik vergleichbare Effekte in anderer Ausprägung auf. Das statische Verhalten ist durch die Steifigkeiten der einzelnen Elastomerlager sowie Reibungseffekte geprägt. Dynamisch kommen wiederum deren Dämpfungseigenschaften sowie die Wirkung hydraulischer Pfade zum Tragen.

Die Hilfsrahmenlagerung ist symmetrisch um die x - z -Ebene aufgebaut und zeigt nur wenig Einfluss auf die kinematischen Achskennwerte. Dennoch sorgt diese für zusätzliche Nachgiebigkeiten im Fahrwerk-Hilfsrahmen-Verbund. Die hydraulischen Elemente der Lager sind in Längsrichtung orientiert und zeigen nur geringe Wechselwirkungen mit den übrigen Termen der zugehörigen Übertragungsmatrix. Das Achsdifferenzial wird als frei schwingbare, auf



dem Hilfsrahmen gelagerte, Masse betrachtet. Die Lagerung wird in dem Fall ebenfalls als nahezu symmetrisch um die x - z -Ebene angenommen. Dynamisch zeigen sich charakteristische Eigenschwingungen des Hilfsrahmen-Differenzial-Verbundes, welche die dynamische Achsübertragungsfunktion beeinflussen.

Die Aggregatlagerung ist in der Struktur vergleichbar mit Hilfsrahmen- und Differenziallagerung. Statisch ist sie ebenfalls nahezu symmetrisch um die x - z -Ebene. Die vorderen Motorlager sind gegenüber der Vertikalrichtung leicht in Querrichtung geneigt und weiterhin weisen die hydraulischen Pfade aller Lager unterschiedliche Eigenfrequenzen auf. Damit ergibt sich bereits in der Übertragungsmatrix der Lagerung eine komplexe Wechselwirkung zwischen den Freiheitsgraden.

In Kapitel 5 wurde ein Ansatz zur Abbildung des Gesamtfahrzeugverhaltens auf Subsystemebene erläutert. Auch wenn dieser für die Konfiguration des Referenzfahrzeugs dargestellt wurde, ist die Modellierung auf Basis der Systemanalyse nach Kapitel 4 als allgemeingültig zu erachten, da die Modellelemente für die Abbildung beliebiger Fahrzeuge verwendet werden können. Der vorgestellte Acht-Massen-Schwinger bildet grundsätzlich alle Fahrzeugbewegungen mit Ausnahme des Aufbaugierens ab. Die Auswahl der Parameter für die Subsysteme erfolgte derart, dass diese nicht nur möglichst präzise das Systemverhalten beschreiben, sondern auch parametrierbar und verständlich in der Prozessanwendung sind. Für die spezifische Modellierung der Subsysteme wurde zunächst eine allgemeingültige Methode zur nichtlinearen Abbildung elastisch gelagerter Systeme gezeigt. Als wichtige Vorteile konnten hierbei die Verwendung eines minimalen Parametersatzes und die übersichtliche Variation von Subsystemparametern und -moden herausgestellt werden, ohne die Wechselwirkung von Komponenten berücksichtigen zu müssen.

Für die Modellierung des Fahrwerks wurde grundsätzlich eine dreidimensionale Ersatzkinematik, basierend auf den Bewegungen und Kraftabstützungen vom Radmittelpunkt und dem radträgerseitigem Radaufstandspunkt, verwendet. An diese wurde eine Elastokinematik gekoppelt, welche durch zweidimensionale Steifigkeitsmatrizen und nichtlineare progressive Steifigkeiten definiert ist. Die weiteren überlagerten Übertragungsfunktionen in den einzelnen Raumrichtungen wurden wiederum in Analogie zur Systemanalyse des vorherigen Kapitels durch Elemente bestimmt, welche viskoelastische Eigenschaften sowie Reibung innerhalb des Systems reproduzieren. Anhand von Messungen lies sich nachweisen, dass durch den Ansatz in Längs- und Vertikalrichtung eine sehr gute Übereinstimmung zwischen Messung und Simulation gegeben ist. Dies gilt sowohl für frequenz- als auch amplitudenabhängige Effekte.

Die Hilfsrahmen-, Differenzial- und Aggregatlagerungen wurden mit Hilfe der oben genannten allgemeingültigen Methode für elastisch gelagerte Systeme definiert. Wegen der starken frequenz- und amplitudenabhängigen Wechselwirkung der Hydrolager wurden diese in dem Ansatz nicht berücksichtigt, da in dem Fall die Modellierung auf Subsystemebene komplexer als auf Komponentenebene wird. Die Hydrolager, welche zur validen Reproduktion des Subsystemverhaltens benötigt werden, werden daher separat modelliert. Zur Beibehaltung der Subsystemabstraktion ist die primäre Abstimmung der Subsystemmoden ohne Wirkung von Hydrolagern zielführend.

Das Vorgehen zur Parametrierung des Modells wird in Kapitel 6 dargestellt. Dabei standen insbesondere der Reifenprüfstand, der K&C-Prüfstand, der dynamische K&C-Prüfstand und Gesamtfahrzeugtests im Vordergrund. Die Parametrierungsroutinen für die einzelnen Subsystemeigenschaften wurden erläutert. Sofern Prüfstände oder eine erweiterte Prüftechnik im Rahmen der Untersuchung nicht vorhanden waren, wurden die Verfahren simulativ durchgeführt. Die Parametrierung am dynamischen K&C-Prüfstand wurde anhand des dynamischen Achsprüfstands erläutert. Im Fall des Aggregatsubsystems wurde gezeigt, dass eine Parametrierung nur auf Komponentenebene sinnvoll ist. Die vorgestellten Parametrierungsverfahren sind so ausgelegt, dass diese effizient im Prozess integriert werden können.

In Kapitel 7 wurde die Integration der Methodik im Prozess erläutert. Zunächst wurden dazu ausgewählte Einflüsse von Subsystemparametern auf Gesamtfahrzeug-Komfortkennwerte gezeigt. Anschließend wurde anhand eines Beispiels erläutert, wie die Subsystemmethodik die Wettbewerbsanalyse auf Gesamtfahrzeugebene unterstützen kann, indem die durch Subsystemeigenschaften induzierten Unterschiede in Gesamtfahrzeugkennwerten identifiziert und analysiert werden können. Die darauffolgende Ableitung der wichtigsten Subsystemparameter für verschiedene Fahrkomfortkennwerte bildet die Vorlage für zukünftige Auslegungsprozesse. Die Kennwerte bei niedrigen Frequenzen werden maßgeblich durch die Vertikalabstimmung der Achse definiert, während bei höheren Frequenzen alle Subsysteme in unterschiedlicher Ausprägung die Kennwerte beeinflussen. Aggregat und Reifen sind beginnend mit der Aufbauisolation für alle Kennwerte bedeutsam. Die Abstimmung des Fahrwerks in Längsrichtung sowie die Achskinematik prägen vorwiegend die Längsschwingung bei Kantenüberfahrt. An der Hinterachse sind weiterhin Hilfsrahmen- und Differenzialabstimmung von wesentlicher Bedeutung.

Hinsichtlich ihres Einflusses auf die einzelnen Kennwerte werden in dem Kapitel die wichtigsten Subsystemparameter herausgestellt. Daraus werden die wirkungsvollsten Einflussgrößen für die Auslegung des Fahrzeugschwingungsverhaltens ersichtlich, und eine effiziente Ableitung der Gesamtfahrzeugeigenschaften auf Subsystemebene wird ermöglicht.

Im Weiteren wurde die Methodik zur Ableitung von Subsystem- auf Komponenteneigenschaften erläutert. Für elastisch gelagerte Subsysteme nach Kapitel 5 wurde dazu eine allgemeingültige Vorgehensweise definiert, welche zukünftig die Ableitung einer optimalen Lagerkonfiguration zulässt. Für das Fahrwerk stellt sich das Vorgehen derzeit noch aufwendiger dar, da zukünftig noch eine Analyse der radbezogenen Eigenschaften verschiedener Achskonzepte erfolgen muss, bevor diese den ermittelten Subsystemeigenschaften gegenübergestellt werden können.

Auf Basis der vorliegenden Arbeit können für zukünftige Untersuchungen folgende Handlungsempfehlungen formuliert werden:

- Die in Kapitel 7 definierte Integration der entwickelten Subsystemmethodik in den Prozess erfordert zukünftig eine noch stärkere Detaillierung. Dabei muss darauf geachtet werden, dass nicht nur die automatisierte Optimierung aller Kennwerte, sondern vielmehr die Entwicklung einer strukturierten Auslegungsmethodik im Vordergrund steht. Die dargestellte Charakterisierung der Zusammensetzung einzelner Kennwerte in Abhängigkeit von Subsystemparametern bildet dafür eine geeignete Vorlage.
- Zur integralen Auslegung von Fahrdynamik- und Fahrkomfortkennwerten ist eine Fusion entsprechender Modelle in einem einheitlichen Ansatz zielführend. Dadurch werden insbesondere eine identische Modellphysik und -bedeutung gewährleistet. Aufgrund der unterschiedlichen Anforderungen der Modelle hinsichtlich Modellkomplexität, Simulationsumgebung und -geschwindigkeit ist der Sachverhalt nicht als trivial zu betrachten.
- Eine vollständige Untersuchung aller Eigenschaften verschiedener Achskonzepte entzieht sich dem Umfang der vorliegenden Arbeit. Zukünftig sind daher Bestandteile der Methode teilweise noch zu erweitern. Dazu zählt beispielsweise die Möglichkeit der Abbildung und Parametrierung eines gemeinsamen Kraftpfades von Hauptfeder und Dämpfer durch das Domlager oder die separate Anbindung von Longitudinalsteifigkeiten des Fahrwerks an Hilfsrahmen und Aufbau.
- Die in Kapitel 6 simulativ definierten Routinen sind in der Realität noch zu prüfen. Für eine Parametrierung am dynamischen K&C-Prüfstand ist weiterhin eine Analyse des Einflusses von Karosserienachgiebigkeiten erforderlich. Alternativ lässt sich untersuchen, inwiefern sich Prüfstandsmessungen partiell durch Gesamtfahrzeugmessungen ersetzen lassen.



LITERATURVERZEICHNIS





- [ABJS99] AUGSBURG, Klaus ; BRUNNER, H. ; JESCHOR, Maik ; SCHMALER, Jens: Neues Prüffeld Reifen-und Fahrwerkstechnik am IVK der TU Dresden. In: *ATZ-Automobiltechnische Zeitschrift* 101 (1999), Nr. 10, S. 774–779
- [Ada14] ADAMSKI, Dirk: *Simulation in der Fahrwerktechnik: Einführung in die Erstellung von Komponenten-und Gesamtfahrzeugmodellen*. Springer-Verlag, 2014
- [AF13] ALI, Usman ; FRASER, Roydon A.: Numerical Modeling of Rear Subframe Under Different Loading Conditions / SAE Technical Paper. Version: 2013. <http://dx.doi.org/10.4271/2013-01-0571>. 2013. – Forschungsbericht
- [All82] ALLEN, Jont B.: Applications of the short time Fourier transform to speech processing and spectral analysis. In: *Acoustics, Speech, and Signal Processing, IEEE International Conference on ICASSP'82*. Bd. 7 IEEE, 1982, S. 1012–1015
- [Ame13] AMELUNXEN, Hendrik: *Fahrdynamikmodelle für Echtzeitsimulationen im komfortrelevanten Frequenzbereich*, Universität Paderborn, Diss., 2013
- [APK18] ANGRICK, Christian ; PROKOP, Günther ; KNAUER, Peter: Design of ride comfort characteristics on subsystem level in the product development process. Version: 2018. <http://dx.doi.org/10.1007/978-3-319-61607-0>. In: *Automotive Systems Engineering II*. Springer, 2018. – DOI 10.1007/978-3-319-61607-0. – ISBN 978-3-319-61605-6. – (Im Druck)
- [APKW15] ANGRICK, Christian ; PROKOP, Günther ; KNAUER, Peter ; WAGNER, Andreas: Improved prediction of ride comfort characteristics by considering suspension friction in the automotive development process. In: *6th International Munich Chassis Symposium* (2015), S. 377–403
- [ASL00] ARVIDSSON, Ingmar ; SCHMECHTIG, Kristian ; LENNARTSSON, Bengt: A simple and efficient description of car body movements for use in virtual prototyping and ride comfort evaluation / SAE Technical Paper. 2000. – Forschungsbericht
- [BAP14] BINDAUF, Axel ; ANGRICK, Christian ; PROKOP, Günther: Fahrwerkscharakterisierung an einem hochdynamischen Achsprüfstand. In: *Automobiltechnische Zeitschrift* 12/2014 (2014), S. 76–81
- [Ber98a] BERG, Mats: A Non-Linear Rubber Spring Model for Rail Vehicle Dynamics Analysis. In: *Vehicle System Dynamics* 30 (1998), Nr. 3-4, S. 197–212
- [Ber98b] BERG, Mats: A nonlinear rubber spring model for vehicle dynamics analysis. In: *Vehicle System Dynamics* 29 (1998), Nr. S1, S. 723–728. <http://dx.doi.org/10.1080/00423119808969599>. – DOI 10.1080/00423119808969599
- [Beu11] BEUCHER, Ottmar: *Signale und Systeme: Theorie, Simulation, Anwendung*. Bd. 1. Springer Science & Business Media, 2011
- [BH04] BLUNDELL, Michael ; HARTY, Damian: *The Multibody Systems Approach To Vehicle Dynamics*. Elsevier, 2004
- [BHA+09] BENNUR, Mallikarjuna ; HOGLAND, Derek ; ABOUD, Edward ; WANG, Thomas ; RUDNICK, Mathew: Multi-Disciplinary Robust Optimization for Performances of Noise & Vibration and Impact Hardness & Memory Shake / SAE Technical Paper. 2009. – Forschungsbericht



- [BK09] BALARAMAKRISHNA, N. ; KUMAR, R. K.: A study on the effect of different tyre imperfections on steering wheel vibration. In: *Vehicle System Dynamics* 47 (2009), Nr. 6, S. 753–770. <http://dx.doi.org/10.1080/00423110802398194>. – DOI 10.1080/00423110802398194
- [Boe88] BOEHM, Barry W.: A spiral model of software development and enhancement. In: *Computer* 21 (1988), Nr. 5, S. 61–72
- [Böh01] BÖHM, Johannes: *Der Payneeffekt: Interpretation und Anwendung in einem neuen Materialgesetz für Elastomere*, Universität Regensburg, Diss., 2001
- [BRS10a] BALIKE, Krishna P. ; RAKHEJA, Subhash ; STIHARU, Ion: Influence of Suspension Kinematics and Damper Asymmetry on the Dynamic Responses of a Vehicle under Bump and Pothole Excitations / SAE Technical Paper. 2010 (2010-01-1135). – Forschungsbericht
- [BRS10b] BALIKE, Krishna P. ; RAKHEJA, Subhash ; STIHARU, Ion: Synthesis of a Vehicle Suspension with Constrained Lateral Space using a Roll-plane Kineto-dynamic Model. In: *SAE International Journal of Materials and Manufacturing* 3 (2010), Nr. 2010-01-0641, S. 305–315
- [BS11] BRAESS, Hans-Hermann ; SEIFFERT, Ulrich: *Vieweg Handbuch Kraftfahrzeugtechnik*. 6. Springer-Verlag, 2011
- [CBVD97] CHONDROS, T. G. ; BELOKAS, P. A. ; VAMVAKEROS, K. ; DIMAROGONAS, A. D.: Vehicle Dynamics Simulation and Suspension System Design / SAE Technical Paper. 1997. – Forschungsbericht. – 169–180 S.
- [CDGL06] COSSALTER, Vittore ; DORIA, Alberto ; GARBIN, Stefano ; LOT, Roberto: Frequency-domain method for evaluating the ride comfort of a motorcycle. In: *Vehicle System Dynamics* 44 (2006), Nr. 4, S. 339–355. <http://dx.doi.org/10.1080/00423110500420712>. – DOI 10.1080/00423110500420712
- [COAL95] CANUDAS DE WIT, C. ; OLSSON, Hans ; ASTROM, Karl J. ; LISCHINSKY, Pablo: A New Model for Control of Systems with Friction. In: *IEEE Transactions on Automatic Control* 40 (1995), S. 419–425
- [Cuc93] CUCUZ, Stojan: *Schwingempfindung von Pkw-Insassen: Auswirkung von stochastischen Unebenheiten und Einzelhindernissen der realen Fahrbahn: Dissertation*, Technische Universität Braunschweig, Diss., 1993
- [Dah68] DAHL, Phil R.: A solid friction model / DTIC Document. 1968. – Forschungsbericht
- [Dah77] DAHL, Phil R.: Measurement of solid friction parameters of ball bearings / DTIC Document. 1977. – Forschungsbericht
- [Dec09] DECKER, Medon: *Zur Beurteilung der Querdynamik von Personenkraftwagen*, Technische Universität München, Diss., 2009
- [DIN94] DIN 70000: *Fahrzeugdynamik und Fahrverhalten*. 1994
- [Dix07] DIXON, John C.: *The Shock Absorber Handbook*. 2. John Wiley & Sons, 2007
- [DPWM⁺15] DROTAR, Timothy ; PALANDRI, Jacopo ; WOLF-MONHEIM, Friedrich ; ZANDBERGEN, Paul ; REFF, Bjoern: CAE-Based Driving Comfort Optimization of Passenger Cars. In: *SAE Int. J. Passeng. Cars - Mech. Syst.* 8 (2015), Apr, Nr. 2.



<http://dx.doi.org/10.4271/2015-01-1583>. – DOI 10.4271/2015-01-1583.
– ISSN 1946-4002

- [DSH+06] DIEBOLD, Luc ; SCHINDLER, Wolfgang ; HAUG, Jürgen ; DAESCH, Christoph ; LAHTI, Magnus: Einspurmodell für die Fahrdynamiksimulation und -analyse. In: *ATZ-Automobiltechnische Zeitschrift* 108 (2006), Nr. 11, S. 962–967
- [DSR97] DUYM, Stefaan ; STIENS, Randy ; REYBROUCK, Koenraad: Evaluation of Shock Absorber Models. In: *Vehicle System Dynamics* 27 (1997), Nr. 2, S. 109–127
- [Duy00] DUYM, Stefaan: Simulation tools, modelling and identification, for an automotive shock absorber in the context of vehicle dynamics. In: *Vehicle System Dynamics* 33 (2000), Nr. 4, S. 261–285. [http://dx.doi.org/10.1076/0042-3114\(200004\)33:4;1-U;FT261](http://dx.doi.org/10.1076/0042-3114(200004)33:4;1-U;FT261). – DOI 10.1076/0042-3114(200004)33:4;1-U;FT261
- [Dzi00] DZIERZEK, Sławomir: Experiment-based modeling of cylindrical rubber bushings for the simulation of wheel suspension dynamic behavior / SAE Technical Paper. 2000. – Forschungsbericht
- [EBG14] EISENBARTH, Markus ; BOISDEQUIN, Gauthier ; GAUTERIN, Frank: Consistent assessment of chassis relevant ride comfort on roads and test rigs. In: *14. Internationales Stuttgarter Symposium* Springer, 2014, S. 41–53
- [EF13] EINSLE, Stefan ; FRITZSCHE, Christopher: Utilization of objective tire characteristics in the chassis development process. In: *4th International Munich Chassis Symposium*, 2013, S. 749–761
- [Ein10] EINSLE, Stefan: *Analyse und Modellierung des Reifenübertragungsverhaltens bei transienten und extremen Fahrmanövern*, Technische Universität Dresden, Diss., 2010
- [Ewi84] EWINS, David J.: *Modal Testing: Theory and Practice*. Bd. 15. Research Studies Press Ltd., 1984
- [FH06] FISCHER, R. ; HÜLSER, H.: Softwareentwicklung für Fahrzeuge für dynamische Prozesse. In: *Elektrotechnik & Informationstechnik* 123 (2006), Nr. 10, S. 441–444
- [FKD03] FOUMANI, Mahmoud S. ; KHAJEPOUR, Amir ; DURALI, Mohammad: Optimization of engine mount characteristics using experimental/numerical analysis. In: *Journal of Vibration and Control* 9 (2003), Nr. 10, S. 1121–1139
- [Fro09] FROST, Matthias: *Betriebsfeste Auslegung von PKW-Aggregatlagerungen*, Technische Universität Dresden, Diss., 2009
- [Gen10] GENUIT, Klaus: *Sound-Engineering im Automobilbereich: Methoden zur Messung und Auswertung von Geräuschen und Schwingungen*. 1. Springer-Verlag, 2010
- [Gil92] GILLESPIE, Thomas D.: *Fundamentals of Vehicle Dynamics*. 1992
- [Gip07] GIPSER, Michael: FTire—the tire simulation model for all applications related to vehicle dynamics. In: *Vehicle System Dynamics* 45 (2007), Nr. S1, S. 139–151. <http://dx.doi.org/10.1080/00423110801899960>. – DOI 10.1080/00423110801899960



- [Gri07] GRIFFIN, M. J.: Discomfort from feeling vehicle vibration. In: *Vehicle System Dynamics* 45 (2007), Nr. 7-8, S. 679–698. <http://dx.doi.org/10.1080/00423110701422426>. – DOI 10.1080/00423110701422426
- [Gri12] GRIFFIN, Michael J.: *Handbook of human vibration*. Elsevier Academic press, 2012
- [Hah10] HAHN, Youngwon: Kinematics and Compliance (K & C) Simulation Using a Non-linear Finite Element Model / SAE Technical Paper. 2010. – Forschungsbericht
- [HB02] HEISSING, Bernd ; BRANDL, Hans J.: *Subjektive Beurteilung des Fahrverhaltens*. Vogel Business Media, 2002
- [HB09] HEIER, Tobias ; BERTRAM, Thorsten: Identifikation von nichtlinearen Modellen eines mechatronischen Motorlagers. In: *6. Paderborner Workshop Entwurf mechatronischer Systeme* (2009), S. 313–326
- [HE07] HILSCHER, Carsten ; EINSLE, Stefan: Charakterisierung des Übertragungsverhaltens von Reifen in Messung und Simulation. In: *VDI-Berichte* (2007), Nr. 2014
- [HEG13] HEISSING, Bernd ; ERSOY, Metin ; GIES, Stefan: *Fahrwerkhandbuch*. 4. Springer Vieweg, 2013
- [HF01] HE, Jimin ; FU, Zhi-Fang: *Modal Analysis*. Butterworth-Heinemann, 2001
- [Hil08] HILSCHER, Carsten: *Komfortrelevante Charakterisierung des Übertragungsverhaltens von Reifen in Messung und Simulation*, Technische Universität Dresden, Diss., 2008
- [HKK03] HUDI, Johann ; KEIJERS, René ; KVASNICKA, Pavel: Simulationsverfahren zur Ermittlung von Motorbewegungen. In: *ATZ-Automobiltechnische Zeitschrift* 105 (2003), Nr. 1, S. 46–52
- [HKMW98] HOLDMANN, Peter ; KÖHN, Philip ; MÖLLER, Bertram ; WILLEMS, Ralph: Suspension Kinematics and Compliance - Measuring and Simulation / SAE Technical Paper. 1998. – Forschungsbericht
- [HMGC13] HUREL, Jorge ; MANDOW, Anthony ; GARCÍA-CEREZO, Alfonso: Kinematic and dynamic analysis of the McPherson suspension with a planar quarter-car model. In: *Vehicle System Dynamics* 51 (2013), Nr. 9, S. 1422–1437. <http://dx.doi.org/10.1080/00423114.2013.804937>. – DOI 10.1080/00423114.2013.804937
- [HSWG14] HABERZETTL, Sebastian ; STEIN, Wolfgang ; WEIJENBERG, Niki ; GAUTERIN, Frank: Comparability of dynamic chassis measurements with full vehicle tests using the example of a sports car. In: *5th International Munich Chassis Symposium 2014* Springer, 2014, S. 259–280
- [HUH+08] HIESGEN, Gregor ; UNTERREINER, Michael ; HESSE, Benjamin ; BRANDT, Thorsten ; SCHRAMM, Dieter: Ein Werkzeug zur fruehzeitigen Integration des Fahrers in den Entwicklungsprozess von Fahrerassistenzsystemen/A tool for the early integration of the driver into the development process of driver assistance systems. In: *VDI-Berichte* (2008), Nr. 2048
- [HW13] HAB, Gerhard ; WAGNER, Reinhard: *Projektmanagement in der Automobilindustrie*. 4. Springer Gabler, 2013



- [IDM05] IMINE, Hocine ; DELANNE, Yves ; M'SIRDI, N. K.: Road profile inputs for evaluation of the loads on the wheels. In: *Vehicle System Dynamics* 43 (2005), Nr. sup1, S. 359–369. <http://dx.doi.org/10.1080/00423110500108945>. – DOI 10.1080/00423110500108945
- [IDM06] IMINE, H. ; DELANNE, Y. ; M'SIRDI, N. K.: Road profile input estimation in vehicle dynamics simulation. In: *Vehicle System Dynamics* 44 (2006), Nr. 4, S. 285–303. <http://dx.doi.org/10.1080/00423110500333840>. – DOI 10.1080/00423110500333840
- [Ili12] ILIEV, Vladimir: *Systemansatz zur anregungsunabhängigen Charakterisierung des Schwingungskomforts eines Fahrzeugs*, Karlsruher Institut für Technologie, Diss., 2012
- [ISO97] ISO 2631: *Mechanical vibration and shock - Evaluation of human exposure to wholebody vibration*. 1997
- [ISO11] ISO 26262: *Road vehicles - Functional safety*. 2011
- [Jaz14] JAZAR, Reza N.: *Vehicle Dynamics: Theory and Application*. 2. Springer Science & Business Media, 2014. <http://dx.doi.org/10.1007/978-1-4614-8544-5>. <http://dx.doi.org/10.1007/978-1-4614-8544-5>
- [JK12] JAYACHANDRAN, Roshan ; KRISHNAPILLAI, Shankar: Modeling and optimization of passive and semi-active suspension systems for passenger cars to improve ride comfort and isolate engine vibration. In: *Journal of Vibration and Control* 19 (2012), Nr. 10, S. 1471–1479. <http://dx.doi.org/10.1177/1077546312445199>. – DOI 10.1177/1077546312445199
- [JS00] JEONG, Taeseok ; SINGH, Rajendra: Analytical methods of decoupling the automotive engine torque roll axis. In: *Journal of Sound and Vibration* 234 (2000), Nr. 1, S. 85–114
- [JUP15] JABLONOWSKI, Carsten ; UNDERBERG, V ; PAEFGEN, M: The chassis of the all new Audi Q7. In: *6th International Munich Chassis Symposium 2015* Springer, 2015, S. 37–49
- [JW15] JIANG, Rongchao ; WANG, Dengfeng: Optimization of Vehicle Ride Comfort and Handling Stability Based on TOPSIS Method / SAE Technical Paper. Version: 2015. <http://dx.doi.org/10.4271/2015-01-1348>. 2015. – Forschungsbericht
- [KAB⁺15] KOCH, Peter ; ANGRICK, Christian ; BEITELSCHMIDT, Denise ; PROKOP, Günther ; KNAUER, Peter: Influence of Rubber Temperature on Transfer Functions of Bushings. In: *SAE International Journal of Passenger Cars-Mechanical Systems* 8 (2015), Nr. 2015-01-9115, S. 1209–1217
- [Kar12] KARRENBERG, Ulrich: *Signale, Prozesse, Systeme*. 6. Springer Vieweg, 2012
- [KCGW05] KUNERT, Andreas ; CHUCHOŁOWSKI, Cornelius ; GNANDT, Christian ; WEBER, Bernd: Echtzeitfähige Achsmodelle: Praxisbeispiele von der Konzeptstudie bis zur Validierung. In: *VDI-Berichte* (2005), Nr. 1912
- [KÇHK12] KALDAS, Mina M. S. ; ÇALIŞKAN, Kemal ; HENZE, Roman ; KÜÇÜKAY, Ferit: The influence of damper top mount characteristics on vehicle ride comfort and harshness: parametric study. In: *SAE International Journal of Passenger*



- Cars-Mechanical Systems* 5 (2012), Nr. 2012-01-0054, S. 1–21. <http://dx.doi.org/10.4271/2012-01-0054>. – DOI 10.4271/2012-01-0054
- [Kes82] KESHNER, Marvin S.: 1/f noise. In: *Proceedings of the IEEE* 70 (1982), Nr. 3, S. 212–218
- [Kha02] KHALIL, Hassan K.: *Nonlinear Systems*. 3. Prentice Hall, 2002
- [KHJ09] KINSTLE, Michael F. ; HASSLER, Dan ; JOHNSON, Bryan S.: Vehicle Dynamics Benchmarking and Simulation. In: *SAE Technical Paper* (2009)
- [Kli96] KLINGNER, Burkhard: *Einfluss der Motorlagerung auf Schwingungskomfort und Geräuschanregung im Kraftfahrzeug*, Technische Universität Braunschweig, Diss., 1996
- [KMFY12] KOLLAU, Rudolf ; MACK, Werner ; FALKNER, Anton ; YENILMEZ, Mehmet: Effiziente Fahrzeugsimulation durch konsistente Komponentenmodellierung und -parametrierung. In: *Automobiltechnische Zeitschrift* 114 (2012), Nr. 5, S. 442–447
- [KMPJ03] KIM, Hyung M. ; MICHELENA, Nestor F. ; PAPALAMBROS, Panos Y. ; JIANG, Tao: Target cascading in optimal system design. In: *Journal of mechanical design* 125 (2003), Nr. 3, S. 474–480
- [Kna10] KNAUER, Peter: *Objektivierung des Schwingungskomforts bei instationärer Fahrbahnanregung*, Technische Universität München, Diss., 2010
- [KO93] KOLSCH, Holger ; OTTL, Dieter: Simulation des mechanischen Verhaltens von Bauteilen mit statischer Hysterese. In: *Forschung im Ingenieurwesen* 59 (1993), Nr. 4, S. 66–71
- [KR02] KIM, Chul ; RO, Paul I.: An accurate full car ride model using model reducing techniques. In: *Journal of mechanical design* 124 (2002), Nr. 4, S. 697–705
- [Kra11] KRAFT, Christian: *Gezielte Variation und Analyse des Fahrverhaltens von Kraftfahrzeugen mittels elektrischer Linearaktuatoren im Fahrwerksbereich*, Karlsruher Institut für Technologie, Diss., 2011
- [KRPS03] KIM, Hyung M. ; RIDEOUT, D G. ; PAPALAMBROS, Panos Y. ; STEIN, Jeffrey L.: Analytical target cascading in automotive vehicle design. In: *Journal of Mechanical Design* 125 (2003), Nr. 3, S. 481–489. <http://dx.doi.org/10.1115/1.1586308>. – DOI 10.1115/1.1586308
- [LAC+08] LEAL, Vinícius ; ASSI, Alexandre ; CARVALHO, Athos O. ; SILVA, Edvaldo S. ; CARNEIRO, Guilherme C. ; COSTA, Gustavo A. ; BITTENEOURT, Rudinixon M. ; LANDRE, Janes: Engine Suspension Influences in Light Vehicles Ride Comfort / SAE Technical Paper. Version: 2008. <http://dx.doi.org/10.4271/2008-36-0029>. 2008. – Forschungsbericht
- [LHG+99] LITTLE, Eric ; HANDRICKX, Patrick ; GROTE, Phil ; MERGAY, Maurice ; DEEL, Jim: Ride Comfort Analysis : Practice and Procedures / SAE Technical Paper. 1999. – Forschungsbericht
- [Lio06] LION, Alexander: Dynamische Modellierung von elastomeren Bauteilen. In: *HDT Tagung: Geräusch-und Schwingungskomfort von Kraftfahrzeugen* (2006)

XL



- [LSB08] LIZARRAGA, Javier ; SALA, José A ; BIERA, Jorge: Modelling of friction phenomena in sliding conditions in suspension shock absorbers. In: *Vehicle System Dynamics* 46 (2008), Nr. S1, S. 751–764. <http://dx.doi.org/10.1080/00423110802037024>. – DOI 10.1080/00423110802037024
- [Mai12] MAIER, Patrick: *Entwicklung einer Methode zur Objektivierung der subjektiven Wahrnehmung von antriebsstrangerregten Fahrzeugschwingungen*, Karlsruher Institut für Technologie, Diss., 2012
- [Mat07] MATSCHINSKY, Wolfgang: *Radführungen der Straßenfahrzeuge*. 3. Springer-Verlag, Berlin Heidelberg, 2007
- [MGM02] MASTINU, G. ; GOBBI, M. ; MIANO, C.M.: The Influence of the Body Inertia Tensor on the Active Safety and Ride Comfort of Road Vehicles / SAE Technical Paper. Version: Jul 2002. <http://dx.doi.org/10.4271/2002-01-2058>. SAE International, Jul 2002. – Forschungsbericht
- [MGMP97] MASTINU, G. ; GAIAZZI, S. ; MONTANARO, F. ; PIROLA, D.: A semi-analytical tyre model for steady-and transient-state simulations. In: *Vehicle System Dynamics* 27 (1997), Nr. S1, S. 2–21. <http://dx.doi.org/10.1080/00423119708969641>. – DOI 10.1080/00423119708969641
- [Mit88] MITSCHKE, Manfred: Influence of the Engine on the Vehicle Vibration. In: *Vehicle System Dynamics* 17 (1988), Nr. sup1, S. 265–274. <http://dx.doi.org/10.1080/00423118808969268>. – DOI 10.1080/00423118808969268
- [MLV04] MÁNTARAS, Daniel A. ; LUQUE, Pablo ; VERA, Carlos: Development and validation of a three-dimensional kinematic model for the McPherson steering and suspension mechanisms. In: *Mechanism and Machine Theory* 39 (2004), Nr. 6, S. 603–619
- [MMF10] MITSCH, Marcus ; MACK, Werner ; FALKNER, Anton: On the scattering of test data and the significance of the standard coefficients dynamic stiffness and loss angle for hydraulic engine mounts. In: *Vehicle System Dynamics* 48 (2010), Nr. 3, S. 387–403. <http://dx.doi.org/10.1080/00423110902898077>. – DOI 10.1080/00423110902898077
- [Mor04] MORSE, Phillip: Using K&C Measurements for Practical Suspension Tuning and Development / SAE Technical Paper. 2004. – Forschungsbericht
- [Mös10] MÖSER, Michael: *Messtechnik der Akustik*. 1. Springer-Verlag, Berlin Heidelberg, 2010
- [MR00] MUFFATTO, Moreno ; ROVEDA, Marco: Developing product platforms:: analysis of the development process. In: *Technovation* 20 (2000), Nr. 11, S. 617–630
- [MSNJF02] MAGALHÃES, Marcelo ; SAMPAIO, Renata G. ; NUNES, Osmar ; JOÃO FILHO, A. S.: CAE-Driven Design for NVH Optimization of an Independent Rear Suspension Subframe / SAE Technical Paper. 2002. – Forschungsbericht
- [MSSKL08] MITCHELL, Wm. C. ; SIMONS, Robert ; SUTHERLAND, Timothy ; KEENA-LEVIN, Michael: Suspension Geometry: Theory vs. K&C Measurement / SAE Technical Paper. 2008. – Forschungsbericht
- [Mul48] MULLINS, L.: Effect of stretching on the properties of rubber. In: *Rubber Chemistry and Technology* 21 (1948), Nr. 2, S. 281–300.



- <http://dx.doi.org/http://dx.doi.org/10.5254/1.3546914>. – DOI
<http://dx.doi.org/10.5254/1.3546914>
- [Mul50] MULLINS, L.: Thixotropic Behavior Of Carbon Black in Rubber. In: *The Journal of Physical and Colloid Chemistry* 54 (1950), Nr. 2, S. 239–251. <http://dx.doi.org/10.1021/j150476a006>. – DOI 10.1021/j150476a006
- [MW13] MAURER, Markus ; WINNER, Hermann: *Automotive Systems Engineering*. Springer, 2013
- [MW14] MITSCHKE, Manfred ; WALLENTOWITZ, Henning: *Dynamik der Kraftfahrzeuge*. 5. Springer Vieweg, 2014
- [NMGW01] NAKAHARA, Jun ; MINAKAWA, Masaaki ; GIPSER, Michael ; WIMMER, Juer-gen: A modelling approach to suspension friction. In: *AutoTechnology* 1 (2001), Nr. 3, S. 54–56. <http://dx.doi.org/10.1007/BF03246609>. – DOI 10.1007/BF03246609
- [NN07] NISHIMURA, Kazuhiro ; NOZAWA, Takashi: Development of Suspension Design Technology Applying Principal Elastic Axes. In: *SAE Technical Paper* (2007). <http://dx.doi.org/10.4271/2007-01-0857>. – DOI 10.4271/2007-01-0857
- [NNTK04] NAKAGAWA, Toshiaki ; NISHIGAKI, Hidekazu ; TSURUMI, Yasuaki ; KIKUCHI, Noboru: First Order Analysis for Automotive Body Structure Design - Part 4: Noise and Vibration Analysis Applied to a Subframe. In: *SAE Technical Papers* (2004)
- [OÅW+98] OLSSON, Henrik ; ÅSTRÖM, Karl J. ; WIT, C. Canudas d. ; GÄFVERT, Magnus ; LISCHINSKY, Pablo: Friction models and friction compensation. In: *European journal of control* 4 (1998), Nr. 3. [http://dx.doi.org/10.1016/S0947-3580\(98\)70113-X](http://dx.doi.org/10.1016/S0947-3580(98)70113-X). – DOI 10.1016/S0947-3580(98)70113-X
- [Pac06] PACEJKA, Hans B.: *Tyre and Vehicle Dynamics*. 2006
- [Pay62] PAYNE, A. R.: The Dynamic Properties of Carbon Black-Loaded Natural Rubber Vulcanizates. In: *Journal of Applied Polymer Science* 6 (1962), S. 57–63
- [PGH03] PARK, Joonhong ; GUENTHER, Dennis A. ; HEYDINGER, Gary J.: Kinematic Suspension Model Applicable to Dynamic Full Vehicle Simulation / SAE Technical Paper. 2003. – Forschungsbericht
- [PGM09] PENNATI, M. ; GOBBI, M. ; MASTINU, G.: A dummy for the objective ride comfort evaluation of ground vehicles. In: *Vehicle System Dynamics* 47 (2009), Nr. 3, S. 343–362
- [PH02] PFEFFER, Peter ; HOFER, Karl: Einfaches nichtlineares Modell für Elastomer- und Hydrolager zur Optimierung der Gesamtfahrzeug-Simulation. In: *Automobiltechnische Zeitschrift* 104 (2002), Nr. 5, S. 442–451
- [PPYL09] PARK, Sang-Young ; PARK, Dong-Chul ; YOON, Ki-Soo ; LEE, Min-Seop: A study of front subframe system optimization for improving vehicle NVH performance / SAE Technical Paper. 2009. – Forschungsbericht
- [PS95] PROKOP, G. ; SHARP, R. S.: Performance enhancement of limited-bandwidth active automotive suspensions by road preview. In: *IEE Proceedings-Control Theory and Applications* 142 (1995), Nr. 2, S. 140–148



- [Put07] PUTZAR, Gero: *Theoretische Untersuchungen zur Identifizierung der relevanten räumlichen Skalen der Reibung fester Körper*, Technische Universität Berlin, Diss., 2007
- [QS03] QATU, Mohamad ; SIRAFI, Mohammad: Accurate modeling for the powertrain and subframe modes / SAE Technical Paper. 2003. – Forschungsbericht
- [Rau03] RAUH, Jochen: Virtual Development of Ride and Handling Characteristics for Advanced Passenger Cars. In: *Vehicle System Dynamics: International Journal of Vehicle Mechanics and Mobility* 40 (2003), Nr. 1-3, S. 135–155. <http://dx.doi.org/10.1076/vesd.40.1.135.15876>. – DOI 10.1076/vesd.40.1.135.15876
- [Rei83] REIMPELL, Jörn: *Fahrwerktechnik: Federung Fahrwerkmechanik*. 2. Vogel Business Media, 1983
- [RH99] RIEPL, Anton ; HOFBAUER, Stefan: MBS-Simulation in the Engineering Process at Steyr Daimler Puch with Focus on Powertrain Applications. In: *ADAMS Users' Conference*, 1999
- [Ril06] RILL, Georg: Vehicle modeling by subsystems. In: *Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering* 28 (2006), Nr. 4, S. 430–442
- [Rös12] RÖSKI, Karsten: *Eine Methode zur simulationsbasierten Grundausslegung von PKW-Fahrwerken mit Vertiefung der Betrachtungen zum Fahrkomfort*, Technische Universität München, Diss., 2012
- [RRS05] RIEPL, Anton ; REINALTER, Werner ; SCHMID, Markus: Application of the tyre model FTire in the vehicle development process at MAGNA STEYR Fahrzeugtechnik. In: *Vehicle System Dynamics* 43 (2005), Nr. sup1, S. 370–383. <http://dx.doi.org/10.1080/00423110500141060>. – DOI 10.1080/00423110500141060
- [Rud12] RUDERMAN, Michael: *Zur Modellierung und Kompensation dynamischer Reibung in Aktuatorssystemen*, Technische Universität Dortmund, Diss., 2012
- [SAKZ14] SAFAEI, Mehdi ; AZADI, Shahram ; KESHAVARZ, Arash ; ZAHEDI, Meghdad: The Refinement of a Vehicle NVH Performance by Optimizing Sub-Frame Mounts / SAE Technical Paper. Version: 2014. <http://dx.doi.org/10.4271/2014-01-1692>. 2014. – Forschungsbericht
- [SBJ07] SCHMEITZ, A. J. C. ; BESSELINK, I. J. M. ; JANSEN, S. T. H.: TNO MF-SWIFT. In: *Vehicle System Dynamics* 45 (2007), Nr. S1, S. 121–137. <http://dx.doi.org/10.1080/00423110701725208>. – DOI 10.1080/00423110701725208
- [SC02] SIMMS, Adrian ; CROLLA, David: The Influence of Damper Properties on Vehicle Dynamic Behaviour / SAE Technical Paper. 2002. – Forschungsbericht
- [Sch10] SCHIMMEL, C.: *Entwicklung eines fahrerbasierten Werkzeugs zur Objektivierung subjektiver Fahreindrücke*, Technische Universität München, Diss., 2010
- [Sch13] SCHICKEDANZ, Christian J.: *Zum Übertragungsverhalten nichtlinearer Mehreingangssysteme und dessen Anwendung zur Entwicklung des automobilen Fahrkomforts durch Simulation*, Johann Wolfgang Goethe-Universität in Frankfurt am Main, Diss., 2013



- [SDR11] SEDLACZEK, Kai ; DRONKA, Sven ; RAUH, Jochen: Advanced modular modelling of rubber bushings for vehicle simulations. In: *Vehicle System Dynamics* 49 (2011), Nr. 5, S. 741–759. <http://dx.doi.org/10.1080/00423111003739806>. – DOI 10.1080/00423111003739806
- [SDWC07] SUH, Eun S. ; DE WECK, Olivier L. ; CHANG, David: Flexible product platforms: framework and case study. In: *Research in Engineering Design* 18 (2007), Nr. 2, S. 67–89. <http://dx.doi.org/10.1007/s00163-007-0032-z>. – DOI 10.1007/s00163-007-0032-z
- [Sed00] SEDLAN, Konstantin: *Viskoelastisches Materialverhalten von Elastomerwerkstoffen: Experimentelle Untersuchung und Modellbildung*, Universität Gesamthochschule Kassel, Diss., 2000
- [See02] SEEMANN, Michael: *Identifikation und Optimierung des Fahrzeugschwingungskomforts unter Berücksichtigung nichtlinearer Fahrwerkseigenschaften*, RWTH Aachen, Diss., 2002
- [SEM08] SELL, Hendrik ; EHRT, Tobias ; MESS, Michael: Schwingungstechnisch optimierte Bauteile für das Fahrwerk. In: *Automobiltechnische Zeitschrift* 110 (2008), Nr. 2, S. 138–145
- [SG03] SAUER, Wolfgang ; GUY, Yoram: Hydro bushings-Innovative NVH solutions in chassis technology / SAE Technical Paper. 2003. – Forschungsbericht
- [SH02] SAUTER, D. ; HAGEDORN, P.: On the hysteresis of wire cables in Stockbridge dampers. In: *International Journal of Non-Linear Mechanics* 37 (2002), Nr. 8, S. 1453–1459
- [SHB10] SCHRAMM, Dieter ; HILLER, Manfred ; BARDINI, Roberto: *Modellbildung und Simulation der Dynamik von Kraftfahrzeugen*. Springer, 2010
- [SJK13] SCHEIBLEGGER, Christian ; JINHUI, Lin ; KARRER, Hannes: New Nonlinear Bushing Model for Ride Comfort and Handling Simulation: Focussing on Linearization and the Implementation into MBS Environment. In: *Proceedings of the FISITA 2012 World Automotive Congress* Springer, 2013, S. 461–473
- [Sjö02] SJÖBERG, Mattias: *On dynamic properties of rubber isolators*, Institutionen för farkostteknik, Diss., 2002
- [SK02] SJÖBERG, Mattias ; KARI, Leif: Non-Linear Behavior of a Rubber Isolator System Using Fractional Derivatives. In: *Vehicle System Dynamics* 37 (2002), Nr. 3, S. 217–236. <http://dx.doi.org/10.1076/vesd.37.3.217.3532>. – DOI 10.1076/vesd.37.3.217.3532
- [SL98] SHI, Wenku ; LIN, Yi: Isolation Characteristics Analysis and Dynamic Model for Engine and Sub-frame Mounts System of Car / SAE Technical Paper. Version: 1998. <http://dx.doi.org/10.4271/981192>. 1998. – Forschungsbericht
- [SMS08] SOLIMAN, A. M. A. ; MOUSTAFA, S. M. ; SHOGAE, A. O. M.: Parameters Affecting Vehicle Ride Comfort using Half Vehicle Model / SAE Technical Paper. Version: 2008. <http://dx.doi.org/10.4271/2008-01-1146>. 2008. – Forschungsbericht
- [Sol06] SOLIMAN, A. M. A.: Effect of Road Roughness on the Vehicle Ride Comfort and Rolling Resistance / SAE Technical Paper. 2006. – Forschungsbericht



- [Spi06] SPICKENREUTHER, Michael: *Funktionsmodell der Karosserie zur Auslegung des Schwingungskomforts im Gesamtfahrzeug*, Technische Universität München, Diss., 2006
- [SR08] SEIFFERT, Ulrich ; RAINER, Gotthard: *Virtuelle Produktentstehung für Fahrzeug und Antrieb im Kfz*. Vieweg+Teubner Verlag, 2008
- [SS09] SCHEIBE, Frank ; SMITH, Malcolm C.: Analytical solutions for optimal ride comfort and tyre grip for passive vehicle suspensions. In: *Vehicle System Dynamics* 47 (2009), Nr. 10, S. 1229–1252. <http://dx.doi.org/10.1080/00423110802588323>. – DOI 10.1080/00423110802588323
- [ST06] STRANDEMAR, Katrin ; THORVALD, Boris: Ride diagram: a tool for analysis of vehicle suspension settings. In: *Vehicle System Dynamics* 44 (2006), Nr. sup1, S. 913–920. <http://dx.doi.org/10.1080/00423110600907618>. – DOI 10.1080/00423110600907618
- [STM12] SUCIU, Claudiu V. ; TOBIISHI, Tsubasa ; MOURI, Ryouta: Modeling and simulation of a vehicle suspension with variable damping versus the excitation frequency. In: *Journal of Telecommunications and Information Technology* (2012), S. 83–89
- [Str11] STRETZ, Anja: *Komfortrelevante Wechselwirkung von Fahrzeugschwingungsdämpfern und den elastischen Dämpferlagern*, Technische Universität Darmstadt, Diss., 2011
- [SZB02a] SUN, Tianbing ; ZHANG, Yubo ; BARAK, Pinhas: 4-DOF vehicle ride model / SAE Technical Paper. 2002. – Forschungsbericht
- [SZB02b] SUN, Tianbing ; ZHANG, Yubo ; BARAK, Pinhas: Quarter vehicle ride model / SAE Technical Paper. 2002. – Forschungsbericht
- [TBIB11] THITE, A. N. ; BANVIDI, S. ; IBICEK, T. ; BENNETT, L.: Suspension parameter estimation in the frequency domain using a matrix inversion approach. In: *Vehicle System Dynamics* 49 (2011), Nr. 12, S. 1803–1822. <http://dx.doi.org/10.1080/00423114.2010.544319>. – DOI 10.1080/00423114.2010.544319
- [TGU04] TROULIS, Markos ; GNADLER, Rolf ; UNRAU, Hans-Joachim: Übertragungsverhalten von Radaufhängungen für Personenwagen im komfortrelevanten Frequenzbereich. In: *Automobiltechnische Zeitschrift* 106 (2004), Nr. 4, S. 336–348
- [Tho08] THOMAIER, Martin: *Optimierung der NVH-Eigenschaften von Pkw-Fahrwerkstrukturen mittels Active-Vibration-Control*, Technische Universität Darmstadt, Diss., 2008
- [THP09] TURNIP, Arjon ; HONG, Keum-Shik ; PARK, Seonghun: Modeling of a hydraulic engine mount for active pneumatic engine vibration control using the extended Kalman filter. In: *Journal of Mechanical Science and Technology* 23 (2009), Nr. 1, S. 229–236. <http://dx.doi.org/10.1007/s12206-008-1105-2>. – DOI 10.1007/s12206-008-1105-2
- [VDI12] VDI 2057: *Einwirkung mechanischer Schwingungen auf den Menschen*. 2012
- [vMKR13] VON CHAPPUIS, Hubertus ; MAVROS, George ; KING, PD ; RAHNEJAT, Homer: Prediction of impulsive vehicle tyre-suspension response to abusive drive-over-kerb manoeuvres. In: *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers*,



- Part K: Journal of Multi-body Dynamics* 227 (2013), S. 133–149. <http://dx.doi.org/10.1177/1464419312469756>. – DOI 10.1177/1464419312469756
- [VNP05] VERROS, G. ; NATSIAVAS, S. ; PAPADIMITRIOU, C.: Design optimization of quarter-car models with passive and semi-active suspensions under random road excitation. In: *Journal of Vibration and Control* 11 (2005), Nr. 5, S. 581–606. <http://dx.doi.org/10.1177/1077546305052315>. – DOI 10.1177/1077546305052315
- [Wal02] WALLENTOWITZ, H.: *Vertikal-/Querdynamik von Kraftfahrzeugen*. 6. Forschungsgesellschaft Kraftfahrwesen Aachen mbH, 2002
- [Wal05] WALTZ, Manuela: *Dynamisches Verhalten von gummigefederten Eisenbahnraedern*, RWTH Aachen, Diss., 2005
- [Wel67] WELCH, Peter D.: The Use of Fast Fourier Transform for the Estimation of Power Spectra: A Method Based on Time Averaging Over Short, Modified Periodograms. In: *IEEE Transactions on Audio and Electroacoustics* 15 (1967), Nr. 2, S. 70–73
- [Wer09] WERNER, Martin: *Digitale Signalverarbeitung mit MATLAB*. 4. Springer-Verlag, 2009. <http://dx.doi.org/10.1007/978-3-8348-8621-7>. <http://dx.doi.org/10.1007/978-3-8348-8621-7>
- [WMPZD14] WOLF-MONHEIM, Friedrich ; PALANDRI, Jacopo ; ZANDBERGEN, Paul ; DROTAR, Timothy: CAE-based driving comfort optimization for passenger cars. In: *5th International Munich Chassis Symposium*, 2014, S. 133–149
- [WMSF+09] WOLF-MONHEIM, Friedrich ; SCHUMACHER, Matthias ; FRENTZEN, Michael ; SCHRÜLLKAMP, Thomas ; LOOS, Sebastian: Interlinked Air Suspension Systems: The Influence on Ride Comfort in Testing and Simulation. In: *ATZautotechnology* 9 (2009)
- [Won01] WONG, J. Y.: *Theory of Ground Vehicles*. 3. John Wiley & Sons, 2001
- [WSWZ15] WIMMLER, Jens ; SCHRAMM, Dieter ; WAHLE, Martin ; ZIMMERMANN, Markus: Concurrent design of vehicle tires and axles. In: *6th International Munich Chassis Symposium 2015* Springer, 2015, S. 839–851
- [WYY13] WANG, Xu ; YAO, Wei ; YANG, Yang: Modification of front wheel drive vehicle engine mounting system for reduction of drive-away shudder. In: *20th International Congress of Sound and Vibration* 1 (2013), S. 2
- [YHF81] YABUTA, K. ; HIDAKA, K. ; FUKUSHIMA, N.: Effects of suspension friction on vehicle riding comfort. In: *Vehicle System Dynamics* 10 (1981), Nr. 2-3, S. 85–91. <http://dx.doi.org/10.1080/00423118108968641>. – DOI 10.1080/00423118108968641
- [YND01] YU, Yunhe ; NAGANATHAN, Nagi G. ; DUKKIPATI, Rao V.: A literature review of automotive vehicle engine mounting systems. In: *Mechanism and machine theory* 36 (2001), Nr. 1, S. 123–142
- [YYC+02] YAO, G. Z. ; YAP, F. F. ; CHEN, G. ; LI, W. H. ; YEO, S. H.: MR damper and its application for semi-active control of vehicle suspension system. In: *Mechatronics* 12 (2002), Nr. 7, S. 963–973



- [Zeg98] ZEGELAAR, Peter Willem A.: *The dynamic response of tyres to brake torque variations and road unevenesses*, Delft University of Technology, Diss., 1998
- [Zel09] ZELLER, Peter: *Handbuch Fahrzeugakustik*. 1. Vieweg+Teubner Verlag, 2009
- [ZHD96] ZHANG, Luian ; HELANDER, Martin G. ; DRURY, Colin G.: Identifying factors of comfort and discomfort in sitting. In: *Human Factors: The Journal of the Human Factors and Ergonomics Society* 38 (1996), Nr. 3, S. 377–389





ABKÜRZUNGSVERZEICHNIS





DFT	Diskrete Fourier-Transformation
DOE	Design of experiments
EDA	Elastische Drehachse
EDP	Elastischer Drehpol
EM	Elektrische Antriebsmaschine
FEM	Finite-Elemente-Methode
FFT	Fast-Fourier-Transformation
FTire	Flexible ring Tire Model
HA	Hinterachse
HiL	Hardware-in-the-Loop
HiRa	Hilfsrahmen
ISO	International Organization for Standardization
KE	Konzeptentscheid
K&C	Kinematics & Compliance
KP	Kinematischer Pol
MATLAB	MATrix LABoratory
MDOF	Multi Degree of Freedom
MFT	Magic Formula Tyre
MKS	Mehrkörpersimulation
PtP	Peak-to-Peak
PEA	Principal Elastic Axes
PSD	Power Spectral Density
RAP	Radaufstandspunkt
RM	Radmittelpunkt
RMQ	Root mean quad
RMS	Root mean square
RTRAP	Radträgerseitiger Radaufstandspunkt
SDOF	Single Degree of Freedom
STFT	Short-Time-Fourier-Transformation
SWIFT	Short wavelength intermediate frequency tyre
SWS	Suspension working space
TPA	Transferpfadanalyse



TRA	Torque-Roll-Axis
ÜF	Übertragungsfunktion
VA	Vorderachse
VDA	Verband der Automobilindustrie
VDI	Verein Deutscher Ingenieure
WB	Wettbewerbfahrzeug



ABBILDUNGSVERZEICHNIS





1.1. Struktur der vorliegenden Arbeit	4
2.1. Entwicklungsprozess nach EINSLE & FRITZSCHE, in Anlehnung an [EF13, S. 750].	9
2.2. Zweispurmodell, in Anlehnung an [MW14, S. 834]	11
2.3. Schwingungsphänomene im PKW über der Frequenz, in Anlehnung an [HB02]	15
2.4. Objektive Komfortkenngrößen, Klassifikation von Wettbewerberfahrzeugen und Zielbereiche (grau), in Anlehnung an [JUP15]	17
2.5. Statische Kraft-Weg-Hysterese am Beispiel eines Elastomers [Wal05]	19
2.6. Amplitude und Phase der Übertragungsfunktion zwischen Kraft und Verformungsweg für verschiedene Kombinationen von Feder- und Dämpferelementen, in Anlehnung an [Wal02, S. 64]	21
2.7. Eindimensionales Hydrolager-Modell, in Anlehnung an [KAB ⁺ 15]	22
2.8. Übertragungsfunktion zwischen Kraft und Verformungsweg eines Hydrolagers	22
2.9. Übertragungsfunktion zwischen Aufbaubeschleunigung und Anregungsweg bei einem Zwei-Massen-Schwinger als Viertelfahrzeug	25
2.10. Radhubkurve des Radaufstandspunktes aufgetragen als Einfederung über der Spurweitenänderung [MW14, S. 831]	27
2.11. Bestimmung des Momentanpols P aus den Senkrechten der Geschwindigkeitsvektoren \vec{v}_A und \vec{v}_B eines Körpers [Mat07, S. 24]	27
2.12. Hysterese im Kraft-Weg-Diagramm und Änderung der effektiven Steifigkeit infolge Reibung bei einer Blattfeder [Gil92]	30
2.13. Einfluss der Anregungsfrequenz auf die Dämpfungscharakteristik, in Anlehnung an [SC02]	31
2.14. Verlauf des dynamischen Schermoduls über der Amplitude für eine ungefüllte und rußgefüllte Elastomerprobe [Böh01, S. 6]	33
2.15. Frequenzabhängigkeit von dynamischer Steifigkeit und Phasenwinkel eines Gummilagers [SDR11]	33
2.16. Der Reifen als Filter für Straßenunebenheiten, in Anlehnung an [Zeg98]	36
2.17. Aufbau des MF-SWIFT Modells [Pac06]	37
2.18. Normierte Eigenvektoren der Motorschwingungen eines Vier-Zylinder-Reihenmotors mit konventioneller Drei-Punkt-Lagerung. Quermotor über der Vorderachse, Frontantrieb, globale Koordinatenrichtungen	39
2.19. Auswirkung der Motorlagerung auf die Aufbauübertragungsfunktion, in Anlehnung an [MW14, S. 482]	41
2.20. Auswirkung der Kopplung von Hub- und Nickmode des Aggregats auf die Aufbauübertragungsfunktion [MW14, S. 488]	42
2.21. Vergleich der Kraft-Übertragungsfunktionen am Hilfsrahmen für konventionelle, hochdämpfende und hydraulische Lager, in Anlehnung an [SEM08]	44
3.1. Vergleich der identifizierten Übertragungsfunktionen zwischen vorderem Federbeindom und Stempel für ein komplexes MKS-Modell auf einem Vierstempel-Prüfstand	53
3.2. Beispiel für ein komplexes Komponentenmodell	55
3.3. Komponentenmodelle der Achsen des Referenzfahrzeuges	56
3.4. Kinematics and Compliance - Prüfstand	57
3.5. Dynamischer Achsprüfstand [APKW15]	57
3.6. Statische Kraft-Weg-Hysterese des Fahrwerks in Vertikalrichtung, Messung am dynamischem Achsprüfstand	59
3.7. Konzept eines dynamischen Kinematics and Compliance-Prüfstands	61
3.8. Definition der Übertragungsgrößen zwischen Subsystem- und Komponentenebene	62



4.1. Einfluss verschiedener Subsystemvariationen auf die Amplitude der Übertragungsfunktion auf dem Fourposter bei einer angeregten Geschwindigkeitsamplitude von 30 mm/s, Simulation	68
4.2. Einfluss verschiedener Subsystemvariationen auf die Systemantwort bei Überfahrt einer Kante von 20 mm Höhe; Beschl.: Beschleunigung, Simulation	69
4.3. Kopplung von Rad und Aufbau mittels einer Fahrwerks-Übertragungsmatrix	71
4.4. Vergleich von tatsächlicher (simuliert) und aus Steifigkeitsmatrix berechneter (berechnet) Radhubkurve für die Vorder- (VA) und Hinterachse (HA); RM: Radmittelpunkt, RTRAP: Radträgerseitiger Radaufstandspunkt, Simulation .	74
4.5. Statische Vertikalsteifigkeit an der Vorderachse und Zusammensetzung aus einzelnen Transferpfaden; HiRa: Hilfsrahmen, in Anlehnung an [BAP14], Messung am dynamischen Achsprüfstand	78
4.6. Statische Längssteifigkeit an der Vorderachse und Zusammensetzung aus einzelnen Transferpfaden; HiRa: Hilfsrahmen, in Anlehnung an [BAP14], Messung am dynamischen Achsprüfstand	79
4.7. Radseitig gemessene statische Längssteifigkeit an der Vorderachse bei Anregung im Radmittelpunkt und im radträgerseitigen Radaufstandspunkt .	79
4.8. Statische Hysterese der Vorderachse in Vertikalrichtung, Messung am dynamischen Achsprüfstand	80
4.9. Amplitudenabhängigkeit der statischen Hysterese in Vertikalrichtung an der Vorderachse, Messung am dynamischen Achsprüfstand	80
4.10. Zusammensetzung der Reibungskraft in Vertikalrichtung für die Vorderachse, in Anlehnung an [APKW15]	81
4.11. Übertragungsfunktion der dynamischen Vertikalsteifigkeit der Vorderachse und Zusammensetzung aus einzelnen Transferpfaden bei einer Anregungsamplitude von 3 mm, Messung am dynamischen Achsprüfstand	83
4.12. Übertragungsfunktion der dynamischen Längssteifigkeit der Vorderachse und Zusammensetzung aus einzelnen Transferpfaden bei einer Anregungsamplitude von 1 mm, Messung am dynamischen Achsprüfstand	85
4.13. Vergleich des Schrägfederungswinkels mit und ohne Berücksichtigung eines elastisch gelagerten Hilfsrahmens an der Hinterachse, Simulation . .	87
4.14. Statische Vertikalsteifigkeit an der Hinterachse und Zusammensetzung aus einzelnen Transferpfaden; HiRa: Hilfsrahmen, Messung am dynamischen Achsprüfstand	87
4.15. Statische Längssteifigkeit an der Hinterachse und Zusammensetzung aus einzelnen Transferpfaden; HiRa: Hilfsrahmen, Messung am dynamischen Achsprüfstand	88
4.16. Radseitig gemessene statische Längssteifigkeit an der Hinterachse bei gleichseitiger und wechselseitiger Einfederung, Messung am dynamischen Achsprüfstand	89
4.17. Bewegung des Hilfsrahmenswerpunkts bei gleichseitiger und wechselseitiger Anregung; Rot.: Rotation; gleichs.: gleichseitig; wechsels.: wechselseitig, Simulation	90
4.18. Statische Kraft-Weg-Hysterese von Vorder- und Hinterachse in Vertikalrichtung, Messung am dynamischen Achsprüfstand	91
4.19. Amplitudenabhängigkeit der statischen Hysterese in Vertikalrichtung an der Hinterachse, Messung am dynamischen Achsprüfstand	91
4.20. Zusammensetzung der Reibungskraft in Vertikalrichtung für die Hinterachse; HiRa: Hilfsrahmen, Messung am dynamischen Achsprüfstand	92
4.21. Amplitudenabhängigkeit der statischen Hysterese in Längsrichtung an der Hinterachse, Messung am dynamischen Achsprüfstand	93



4.22. Übertragungsfunktionen zwischen Kraft und Weg für die Hinterachse mit elastischem Hilfsrahmen jeweils bei einer angeregten Geschwindigkeitsamplitude von 100 mm/s; HiRa: Hilfsrahmen, Messung am dynamischen Achsprüfstand	94
4.23. Übertragungsfunktion der Aggregatlagerung zwischen Vertikalkraft und vertikalem Anregungsweg bei fixiertem Aggregat und einer Anregungsamplitude von 0,1 mm; Simulation	98
4.24. Übertragungsfunktion zwischen Weg des Aggregatschwerpunkts und Anregungsweg in Vertikalrichtung bei frei schwingendem Aggregat und einer Anregungsamplitude von 0,1 mm, Simulation	98
5.1. Struktureller Aufbau des in der Arbeit verwendeten Subsystemmodellansatzes auf Gesamtfahrzeugebene	105
5.2. Elastische Drehachsen und Pole am Beispiel der y - z -Ebene	109
5.3. Kopplung der Rotationen um die x - und z -Achse aufgrund von Lagerquersteifigkeiten	111
5.4. Systematische Aufteilung des Achsübertragungsverhaltens in verschiedene Pfade	114
5.5. Subsystemansatz für die Abbildung des dynamischen Fahrwerkverhaltens in Vertikalrichtung	115
5.6. Radhubkurve und Abstützwinkel infolge Querkraft über der Einfederung anhand der Vorderachse des Referenzfahrzeuges; RTRAP: radträgerseitiger Radaufstandspunkt, Simulation	116
5.7. Aufbau der Subsystemkinematik für die Verbindung von Aufbau und Radkoppel	117
5.8. Subsystemansatz für die Abbildung des dynamischen Fahrwerkverhaltens in Längsrichtung	119
5.9. Statische Kraft-Weg-Hysterese des Fahrwerks in Vertikal- und Längsrichtung an Vorder- und Hinterachse und Übereinstimmung mit Subsystemansatz	120
5.10. Einfluss der Reibung auf die Übertragungsfunktion in Vertikalrichtung an der Vorderachse	122
5.11. Einfluss der Reibung auf die Übertragungsfunktion in Längsrichtung an der Vorderachse	122
5.12. Vergleich der Übertragungsfunktionen zwischen Messung und Subsystemansatz für Längs- und Vertikalrichtung an der Vorderachse für verschiedene Amplituden; Messung (---), Simulation (—)	123
5.13. Subsystemansatz für die Abbildung des dynamischen Fahrwerkverhaltens unter Berücksichtigung von Hilfsrahmenschwingungen in Längsrichtung; HiRa: Hilfsrahmen	125
5.14. Subsystemansatz für die konzeptionelle Abbildung der Aggregatschwingungen	126
6.1. Verbleibende Abweichung zwischen tatsächlicher und gefitteter Radhubkurve für verschiedene Fahrzeuge in einem Hubbereich von +/- 50 mm; Abw.: Abweichung	134
6.2. Vergleich von Messung und Simulation mittels des aus der Steifigkeitsmatrix und Kennlinien definierten Subsystemansatzes für die Längs- und Spinrichtung, Radseitige Messung am K&C-Prüfstand; RM: Radmittelpunkt	136
6.3. Identifikation der radbezogenen Dämpfungskennlinie an der Vorderachse des Referenzfahrzeugs, Messung am dynamischen Achsprüfstand, Sweep-Anregung mit einer Amplitude von 20 mm und Frequenzen von 0 bis 5 Hz	137
6.4. Aus der Messung bestimmte und mit Modellansatz optimierte dynamische Längssteifigkeiten, Messung am dynamischen Achsprüfstand bei einer Anregungsamplitude von 1 mm	138



6.5. Vergleich der auf Komponentenebene simulierten (Referenz) und mit Hilfe des Subsystemansatzes identifizierten Hilfsrahmenbewegung in RM_m	142
6.6. Systemstruktur von Fahrwerk, Hilfsrahmen und Differenzial	143
6.7. Identifikation nichtlinearer Übertragungseigenschaften am hinteren Aggregatlager	147
7.1. Überblick über den Einsatz der Subsystemmethodik im linken Ast des Entwicklungsprozesses nach dem V-Modell	151
7.2. Einfluss der Längssteifigkeit auf das Fahrzeugschwingverhalten bei Überfahrt einer positiven Kante mit einer Höhe von ca. 20 mm; PtP: Peak-to-Peak	153
7.3. Einfluss des Schrägfederungswinkels auf das Fahrzeugschwingverhalten bei Überfahrt einer positiven Kante mit einer Höhe von ca. 20 mm; PtP: Peak-to-Peak; SF: Schrägfederung	154
7.4. Vergleich der Phasen von Deformationsweg, Deformationsgeschwindigkeit und Reibungskräften	156
7.5. Real- und Imaginärteile der komplexen Funktion bei drei verschiedenen Anregungsfrequenzen und einer Anregungsamplitude von 1 mm	157
7.6. Elastische Steifigkeits- und Dämpfungsparameter von Coulombscher und Dahl-Reibung über der Anregungsfrequenz	158
7.7. Übertragungsfunktionen zwischen Aufbauweg bzw. -beschleunigung und Radaufstandspunkt in Vertikalrichtung für verschiedene Reibungsmodellierungen bei einer angeregten Geschwindigkeitsamplitude von 30 mm/s; ÜF: Übertragungsfunktion	160
7.8. Einfluss der Achsreibung auf die Sprungantwort des Fahrzeugaufbaus in Vertikalrichtung bei Überfahrt einer Kante mit 3 mm Höhe	162
7.9. Einfluss der Achsreibung auf die Sprungantwort des Fahrzeugaufbaus in Längsrichtung bei Überfahrt einer Kante mit 3 mm Höhe	163
7.10. Schlaghärten in Längsrichtung von Wettbewerberfahrzeug 1 (WB1) und Wettbewerberfahrzeug 2 (WB2) bei Kantenüberfahrt mit den Vorderrädern und quantitativer Vergleich des Einflusses verschiedener Fahrzeugparameter; PtP: Peak-to-Peak Beschleunigung; VA: Vorderachse	165
7.11. Längssteifigkeitskennlinien an der Vorderachse von Wettbewerberfahrzeug 1 (WB1) und Wettbewerberfahrzeug 2 (WB2)	165
7.12. Radhubkurven an der Vorderachse von Wettbewerberfahrzeug 1 und Wettbewerberfahrzeug 2	166
7.13. Einfluss von Subsystemparametern auf die Gesamtfahrzeugkennwerte für die Referenzkonfiguration	169
7.14. Einfluss von Subsystemparametern auf die Gesamtfahrzeugkennwerte für das Mittelklasse-Fahrzeug mit E-Maschine	170
7.15. Einfluss von Subsystemparametern auf die Gesamtfahrzeugkennwerte für das Kompaktklasse-Fahrzeug	170
7.16. Einfluss von Subsystemparametern auf die Kennwerte der Aufbauschwingung für die Referenzkonfiguration	172
7.17. Einfluss von Subsystemparametern auf das Fahrzeugstückern für die Referenzkonfiguration	173
7.18. Einfluss von Subsystemparametern auf Kennwerte bei Kantenüberfahrt durch die Vorderachse der Referenzkonfiguration; PtP: Peak-to-Peak-Beschleunigung	174
A.1. Reibungskraftniveau bei Messungen zu verschiedenen Tageszeiten	LXVII
A.2. Dynamische Reibungshysterese in Abhängigkeit der Frequenz	LXVIII



TABELLENVERZEICHNIS





3.1. Eigenschaften des dynamischen Achsprüfstandes	58
4.1. Erste Gruppe von Aggregatmoden ohne Berücksichtigung von Hydrolagern	97
4.2. Zweite Gruppe von Aggregatmoden ohne Berücksichtigung von Hydrolagern	97
6.1. Übersicht über Parametrierungsquellen zur Bedatung des Gesamtfahrzeug- subsystemansatzes	132
7.1. Einfluss der Dahl-Reibung auf lineare Systemkennwerte	158
7.2. Vergleich der Eigenschaften von zwei Wettbewerberfahrzeugen	164
7.3. Übersicht über bewertete Gesamtfahrzeugkennwerte	167
7.4. Variation der Subsystemeigenschaften im Gesamtfahrzeugansatz zur quan- titativen Einflussbestimmung	168
7.5. Gegenüberstellung der Zahl an Subsystemgleichungen und Komponen- tenparametern für verschiedene Lagerkonzepte und Ableitung benötigter Randbedingungen bei symmetrischen Eigenschaften auf Subsystemebene	178





A. ANHANG





A.1. TRANSLATION VON STEIFIGKEITSMATRIZEN

Im folgenden Abschnitt werden die Vorschriften zur Umrechnung von Steifigkeitsmatrizen im Bezugspunkt A auf einen neuen Bezugspunkt B vorgestellt. Gesucht ist hierbei die Steifigkeitsmatrix \mathbf{C}_B im Bezugspunkt B , welche gegenüber einer bereits bekannten Steifigkeitsmatrix \mathbf{C}_A im Bezugspunkt A um den Ortsvektor \vec{l} verschoben ist. \vec{l} besteht aus drei Komponenten, welche die Differenz zwischen den globalen Koordinaten im Bezugspunkt B gegenüber den globalen Koordinaten im Bezugspunkt A beschreiben, Gleichung A.1.

$$\vec{l} = \begin{bmatrix} l_x \\ l_y \\ l_z \end{bmatrix} \quad (\text{A.1})$$

Es gilt, dass der Kraftvektor \vec{F}_{PB} am Bezugspunkt B bestehend aus sechs Komponenten mit der aktuellen sechsdimensionalen Verformung \vec{x}_{PB} durch die Matrix \mathbf{C}_B verknüpft ist, vgl. Gleichung A.2.

$$\vec{F}_{PB} = \mathbf{C}_B \vec{x}_{PB} \quad (\text{A.2})$$

Analog ist der Kraftvektor \vec{F}_{PA} am Bezugspunkt A mit der aktuellen Verformung \vec{x}_{PA} durch die Matrix \mathbf{C}_A verknüpft, vgl. Gleichung A.3.

$$\vec{F}_{PA} = \mathbf{C}_A \vec{x}_{PA} \quad (\text{A.3})$$

Die Kraft F_{PA} am Bezugspunkt A lässt sich mit Hilfe der Matrix \mathbf{V}_1 auf die Kraft F_{PB} am Bezugspunkt B transformieren, vgl. Gleichung A.4.

$$\vec{F}_{PB} = \mathbf{V}_1 \vec{F}_{PA} \quad (\text{A.4})$$

mit

$$\mathbf{V}_1 = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & l_z & -l_y & 1 & 0 & 0 \\ -l_z & 0 & l_x & 0 & 1 & 0 \\ l_y & -l_x & 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (\text{A.5})$$

Der Weg \vec{x}_{PB} am Bezugspunkt B ist wiederum über die Matrix \mathbf{V}_2 mit dem Weg am Bezugspunkt A verknüpft, vgl. Gleichung A.6.

$$\vec{x}_{PB} = \mathbf{V}_2 \vec{x}_{PA} \quad (\text{A.6})$$

mit

$$\mathbf{V}_2 = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & l_z & -l_y \\ 0 & 1 & 0 & -l_z & 0 & l_x \\ 0 & 0 & 1 & l_y & -l_x & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (\text{A.7})$$



Durch Einsetzen von Gleichung A.4 und Gleichung A.6 in Gleichung A.2 sowie Berücksichtigung von Gleichung A.3, Gleichung A.5 und Gleichung A.7 ergibt sich Gleichung A.8.

$$\mathbf{C}_B = \mathbf{V}_1 \mathbf{C}_A \mathbf{V}_2^{-1} \quad (\text{A.8})$$

Unter Anwendung der dargestellten Transformationsformel lässt sich die Steifigkeitsmatrix im Bezugspunkt *A* auf eine Steifigkeitsmatrix im Bezugspunkt *B* umrechnen.

A.2. REPRODUZIERBARKEIT DER REIBUNGSMESSUNGEN

Da zur Durchführung des vollständigen Messprogramms am dynamischen Achsprüfstand mehrere Tage notwendig sind, wurden verschiedene Maßnahmen durchgeführt, damit das geprüfte Fahrwerk sich immer in einem möglichst gleichen, d.h. reproduzierbaren, Betriebszustand befindet. Die Maßnahmen werden folgendermaßen zusammengefasst:

- Die Temperatur in der Prüfhalle war mit geringen Abweichungen immer gleich.
- Zu Tagesbeginn wurde das Fahrwerk mit einer statischen und einer dynamischen Messung vorkonditioniert.
- Wie bereits in Unterabschnitt 3.2.3 erwähnt, wurde der Prüfling vor jeder Messung mit mindestens einem Zyklus des jeweiligen Messabschnitts vorkonditioniert.
- Das Fahrwerk wurde bei ausgeschaltetem Prüfstand zwischen den Messblöcken (insbesondere über Nacht) nach Möglichkeit in Leerlage gehalten.
- Bei dynamischen Messungen wurden die Achskomponenten (insbesondere der Dämpfer) mittels eines Lüfters gekühlt, um den Temperaturanstieg der Bauteile zu begrenzen, da sich andernfalls deren dynamischen Eigenschaften verändern können, s. auch [KAB⁺15]. Im Anschluss an die Versuche wurden Wartezeiten eingehalten, bis die Temperaturen der Komponenten erneut nur geringfügig über der Raumtemperatur lagen.

Hinsichtlich der Reproduzierbarkeit sind insbesondere die Reibungskennwerte von besonderer Bedeutung. Die Abweichungen in dem gemessenen Reibungskraftniveau werden am Beispiel der Hinterachse in Vertikalrichtung erläutert. Dazu wird der Kennwert wiederholt bei statischen Messungen mit 70 mm Anregungsamplitude bestimmt und anschließend über der Tageszeit dargestellt, vgl. Abbildung A.1.

Wie aus der Darstellung hervorgeht, ergeben sich leichte Schwankungen im Reibungskraftniveau in Abhängigkeit des Messzeitpunktes. Die größte gemessene Abweichung zwischen zwei aufgetragenen Kennwerten beträgt etwa 26 %. Das Verhalten lässt sich teilweise mit den zwischenzeitlich durchgeführten Messungen korrelieren. Am ersten Tag wurden lediglich Prüf- und Reproduzierbarkeitsmessungen durchgeführt, sodass die erste Messung am Morgen des zweiten Tages ein sehr ähnliches Reibungskraftniveau aufweist. Bis zur folgenden Messung des zweiten Tages wurden vorwiegend statische Messungen durchgeführt. Bis zum Abend des zweiten Tages fällt das Reibungskraftniveau deutlich ab. Da bis dahin noch eine Vielzahl von dynamischen und kombinierten Messungen durchgeführt worden, wird vermutet, dass dadurch innere Prozesse die Reibung reduzieren. Zum Morgen des dritten Tages steigt das Niveau der Reibungskraft wieder deutlich an. Das zeigt, dass die vorhergehenden Effekte in den Lagerungen reversibel sind. Zum Abend des dritten Tages haben wieder eine Vielzahl dynamischer Messungen stattgefunden, welche das Reibungskraftniveau erneut reduzieren.

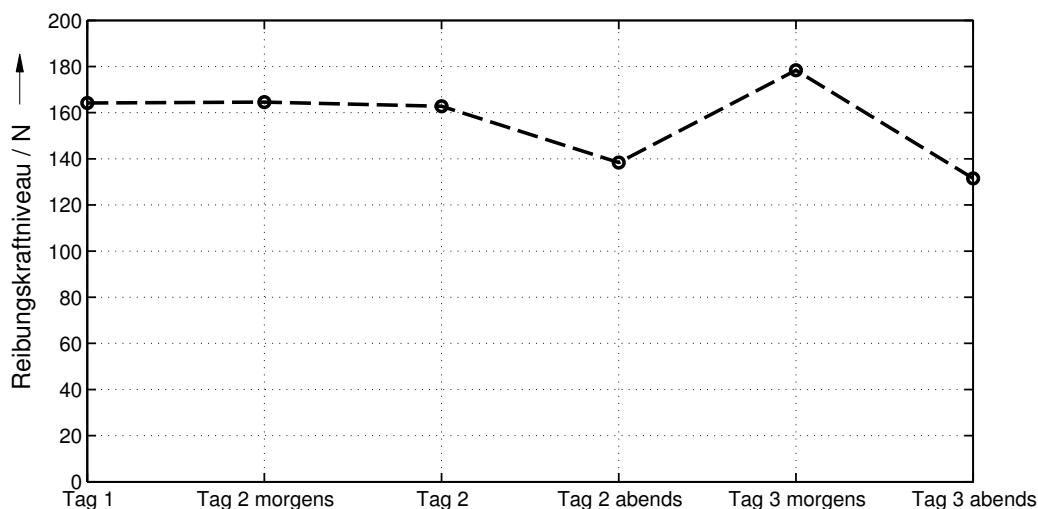


Abbildung A.1.: Reibungskraftniveau bei Messungen zu verschiedenen Tageszeiten

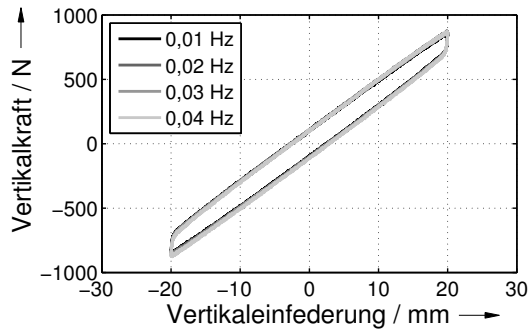
Die festgestellte Größenordnung der Abweichungen deckt sich mit denen, welche während der Durchführung weiterer Messungen identifiziert werden konnten. Da anhand Abbildung A.1 gezeigt werden kann, dass unter bestimmten Voraussetzungen durchaus eine gleiche Höhe des Reibungskraftniveaus erreicht werden kann und die den Kennwert beeinflussenden Vorgänge reversibel sind, wird zur weiteren Verbesserung der Reproduzierbarkeit vorgeschlagen noch längere Wartezeiten zwischen den einzelnen Messungen einzuhalten, sofern es die Zeitplanung zulässt. Zur Ableitung der nach Unterabschnitt 4.2.3 und Unterabschnitt 4.3.2 dargestellten Abhängigkeiten ist es notwendig, einzelne Messreihen (z.B. zur Feststellung der Amplitudenabhängigkeit), wie auch in dieser Arbeit, geschlossen durchzuführen.

Über die dargestellten Zusammenhänge hinaus wurde ebenfalls die Reproduzierbarkeit für die Vorderachse in Vertikalrichtung und für beide Achsen in Längsrichtung geprüft. Dahingehend haben sich gegenüber Abbildung A.1 nochmal geringere Unterschiede im Reibungskraftniveau zu verschiedenen Messzeitpunkten gezeigt.

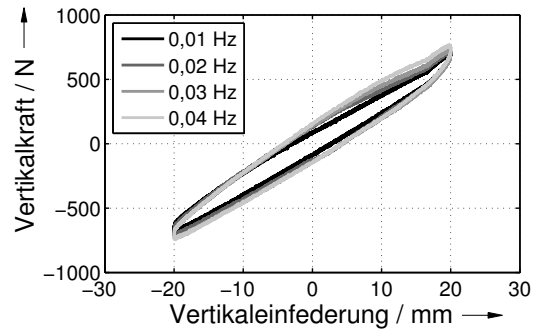
A.3. DYNAMISCHE REIBUNGSEFFEKTE

Im Folgenden wird auf die Abhängigkeit der Reibungshysterese von der Frequenz eingegangen. Dazu werden die Vorder- und Hinterachse des Referenzfahrzeugs in Radmitte in Vertikal- und Längsrichtung mit Sinusschwingungen bei Frequenzen von 0,01 Hz bis 0,04 Hz angeregt, sodass Dämpfungs- sowie Massenkräfte in der Achse vernachlässigbar sind. Unter diesen Voraussetzungen lässt sich die Abhängigkeit der Reibungshysterese von der Frequenz bzw. der Geschwindigkeit prüfen. Das Verhalten kann grundsätzlich auch bei höheren Frequenzen geprüft werden, jedoch müssen zur Bestimmung der individuellen Reibungskraft alle übrigen dynamischen Effekte quantifizierbar sein. Aufgrund des abnehmenden Anteils der Reibung an der Systemantwort bei dynamischer Anregung der Achse ist das jedoch mit größeren Fehlern behaftet.

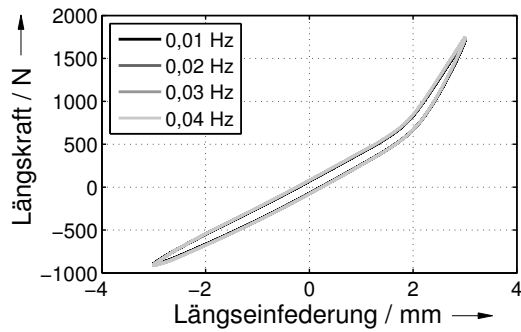
In Abbildung A.2 (a) und (b) werden die Kraft-Weg-Hysteresen unter den gegebenen Prüfbedingungen für die Vertikalrichtung der Vorder- und Hinterachse dargestellt. Abbildung A.2 (c) und (d) wiederum stellen das Verhalten in Längsrichtung dar.



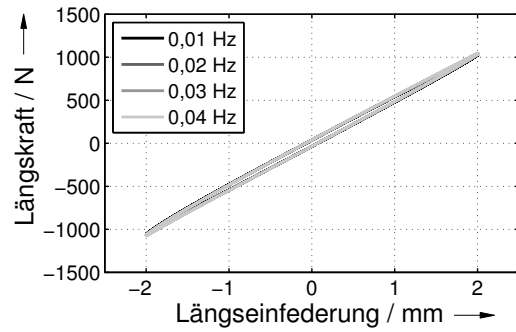
(a) Kraft-Weg-Hysterese für die Vorderachse in Vertikalrichtung



(b) Kraft-Weg-Hysterese für die Hinterachse in Vertikalrichtung



(c) Kraft-Weg-Hysterese für die Vorderachse in Längsrichtung



(d) Kraft-Weg-Hysterese für die Hinterachse in Längsrichtung

Abbildung A.2.: Dynamische Reibungshysterese in Abhängigkeit der Frequenz

Wie aus den Darstellungen erkennbar wird, ändern sich die Reibungshysteresen in Vertikalrichtung an der Vorderachse sowie in den Längsrichtungen für beide Achsen unter den gegebenen Randbedingungen nur geringfügig. Für die Vertikalrichtung an der Hinterachse wird diese Aussage nur mit Einschränkungen getroffen. Ausgehend von 0,01 Hz nimmt dabei die Hysterese mit 0,02 Hz zu. Bei 0,03 Hz und 0,04 Hz verändert sie sich lediglich in den Randbereichen noch etwas.

A.4. KRÄFTE- UND MOMENTENGLEICHGEWICHTE FÜR WECHSELSEITIGE LÄNGSANREGUNGEN IM RADMITTEL- UND RADAUFSTANDSPUNKT BEI ELASTISCH GELAGERTEM HILFSRAHMEN

Kräfte- und Momentengleichgewichte im Radmittelpunkt, Gleichung A.9 bis Gleichung A.11:

$$\begin{aligned} \partial F_{y_RMm} = & c_y \partial y_{H_RM} \\ & + (c_y l_{z_y} - c_y l_z) \partial \phi_{xH_RM} \\ & + (c_y l_x - c_y l_{x_y}) \partial \phi_{zH_RM} \end{aligned} \quad (A.9)$$

$$\begin{aligned} \partial M_{x_RMm} = & (c_y l_{z_y} - c_y l_z) \partial y_{H_RM} \\ & + \left(c_{rx} + l_z (c_y l_z - c_y l_{z_y}) + c_y l_{z_y}^2 - c_y l_z l_{z_y} \right) \partial \phi_{xH_RM} \\ & + \left(c_{rxrz} - l_x (c_y l_z - c_y l_{z_y}) + c_y l_z l_{x_y} - c_y l_{x_y} l_{z_y} \right) \partial \phi_{zH_RM} \end{aligned} \quad (A.10)$$



$$\begin{aligned} \partial M_{z_RMm} = & (c_y l_x - c_y l_{x_y}) \partial y_{H_RM} \\ & + (c_{rxrz} - l_z (c_y l_x - c_y l_{x_y}) + c_y l_x l_{z_y} - c_y l_{x_y} l_{z_y}) \partial \phi_{xH_RM} \\ & + (c_{rz} + l_x (c_y l_x - c_y l_{x_y}) + c_y l_{x_y}^2 - c_y l_x l_{x_y}) \partial \phi_{zH_RM} \end{aligned} \quad (A.11)$$

Kräfte- und Momentengleichgewichte im Radaufstandspunkt, Gleichung A.12 bis Gleichung A.14:

$$\begin{aligned} \partial F_{y_RAP} = & c_y \partial y_{H_RAP} \\ & + (c_y l_{z_y} - c_y (l_z - l_r)) \partial \phi_{xH_RAP} \\ & + (c_y l_x - c_y l_{x_y}) \partial \phi_{zH_RAP} \end{aligned} \quad (A.12)$$

$$\begin{aligned} \partial M_{x_RAP} = & (c_y l_{z_y} - c_y (l_z - l_r)) \partial y_{H_RAP} \\ & + (c_{rx} + (l_z - l_r)(c_y (l_z - l_r) - c_y l_{z_y}) + c_y l_{z_y}^2 - c_y (l_z - l_r) l_{z_y}) \partial \phi_{xH_RAP} \\ & + (c_{rxrz} - l_x (c_y (l_z - l_r) - c_y l_{z_y}) + c_y (l_z - l_r) l_{x_y} - c_y l_{x_y} l_{z_y}) \partial \phi_{zH_RAP} \end{aligned} \quad (A.13)$$

$$\begin{aligned} \partial M_{z_RAP} = & (c_y l_x - c_y l_{x_y}) \partial y_{H_RAP} \\ & + (c_{rxrz} - (l_z - l_r)(c_y l_x - c_y l_{x_y}) + c_y l_x l_{z_y} - c_y l_{x_y} l_{z_y}) \partial \phi_{xH_RAP} \\ & + (c_{rz} + l_x (c_y l_x - c_y l_{x_y}) + c_y l_{x_y}^2 - c_y l_x l_{x_y}) \partial \phi_{zH_RAP} \end{aligned} \quad (A.14)$$