

**Aufbau und Regelung einer aktiven Motorlagerung  
zur Reduktion von Körperschallen**

**Dissertation**

zur Erlangung des akademischen Grades

**Doktoringenieur**

**(Dr.-Ing.)**

von Dipl.-Ing. Martin Zornemann

geb. am 15. Mai 1978 in Magdeburg

genehmigt durch die Fakultät für Maschinenbau  
der Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg

Gutachter:

Prof. Dr.-Ing. Roland Kasper

Prof. Dr.-Ing. habil. Dr. h. c. Ulrich Gabbert

Promotionskolloquium am 23. September 2013



Für jedes komplexe Problem gibt es eine einfache Lösung  
und die ist die falsche.

Umberto Eco



## **Kurzreferat**

Der Lagerung des Antriebsaggregats in der passiven Karosseriestruktur eines Fahrzeugs kommt als Koppellement zwischen der Vibrationsquelle Motor und dem Fahrzeuginnenraum eine entscheidende Bedeutung für die hier übertragenen Körperschallenergien zu. In der vorliegenden Arbeit wird, ausgehend von den funktionalen Anforderungen an Aggregatlager, die Struktur eines aktiven Lagerinterfaces entwickelt, vorgeschlagen und aufgebaut. Unter Nutzung piezokeramischer Aktuatoren in einem parallelen Grundaufbau aus aktivem Pfad und passiver Tragfeder wird direkt im Kraftflusspfad des Motorlagers eine Stellkraft generiert. In einer methodischen Modellbildung werden für das aufgebaute nichtlineare Systemverhalten arbeitspunktabhängige Modellbeschreibungen formuliert. Diese bilden die Grundlage für den anschließend durchgeführten modellbasierten Regelungsentwurf. Hierbei werden verschiedene Regelungsstrukturen untersucht. Anhand von Prüfstandsversuchen sowie Simulationen werden die realisierten Regelungen hinsichtlich ihrer körperschallreduzierenden Wirkung experimentell und simulativ validiert.

## **Abstract**

As a linking element between the vibrating motor and the passive structure of a car-body, the engine's mounting suspensions become a matter of utmost importance concerning the structure-borne noise induction. This thesis presents the development of an active engine mounting system for the attenuation of the transmitted dynamic forces into the car. A parallel setup of a classic suspension elements and a new invented active path of force-transmission using piezoelectric actuators, is proposed. In order to find an analytical description for the resulting nonlinear behavior of the developed system, a methodical modeling process for the mount is presented. In various operation points, a linearized formulation of the systems behavior can be found. Using these descriptions, a set of model-based controllers is designed and implemented. The validation and evaluation of the developed control algorithms is done in simulation, as well as experimentally using test-benches.

# Inhaltsverzeichnis

<b>Kurzreferat</b>	<b>I</b>
<b>Abstract</b>	<b>II</b>
<b>Inhaltsverzeichnis</b>	<b>III</b>
<b>Abbildungsverzeichnis</b>	<b>VI</b>
<b>Tabellenverzeichnis</b>	<b>VIII</b>
<b>Liste der verwendeten Abkürzungen und Symbole</b>	<b>IX</b>
<b>1 Einleitung</b>	<b>1</b>
<b>2 Stand der Technik</b>	<b>4</b>
2.1 Reduktion der Motorvibrationen.....	4
2.1.1 Konstruktiver Massenausgleich.....	4
2.1.2 Lastpunktverschiebung und Brennverlaufsbeeinflussung.....	6
2.1.3 Dynamische Gegenkraft.....	7
2.2 Motorlagerungen.....	8
2.2.1 Passive Systeme.....	9
2.2.2 Semiaktive Systeme.....	11
2.2.3 Aktive Systeme.....	12
2.3 Abgrenzung von bestehenden Ansätzen.....	14
<b>3 Grundlagen</b>	<b>17</b>
3.1 Körperschall und Akustik im Fahrzeug.....	17
3.2 Fahrzeugkoordinatensysteme.....	19
3.3 Piezoelektrische Aktuatoren.....	22
3.4 Simulated Annealing.....	26

<b>4</b>	<b>Konzeption und Aufbau eines aktiven Motorlagers</b>	<b>30</b>
4.1	Anforderungsprofil für körperschallreduzierende Motorlagerungen .....	31
4.1.1	Dynamische Anregungssignale der VKM .....	32
4.1.2	Einfederwege der Aggregatlagerung .....	37
4.2	Aufbau eines aktiven Lagerinterfaces .....	39
4.3	Entwicklung der Prüfstandsumgebungen.....	44
<b>5</b>	<b>Modellbildung</b>	<b>48</b>
5.1	Mehrkörpersystem-Modellierung.....	48
5.1.1	Modellierung des Vertikaldynamik-Prüfstandes .....	50
5.1.2	Modellierung des 3D-Prüfstandes.....	52
5.2	Modellierung des aktiven Interfaces .....	54
5.2.1	Modellierung der Aktuatorkraft.....	55
5.2.2	Linearisierung der Stellkraft .....	58
5.3	Die linearisierten Zustandsraummodelle.....	59
5.4	Identifikation der Modellparameter .....	61
5.5	Modellreduktion.....	66
5.6	Behandlung der geometrischen Nichtlinearitäten .....	69
<b>6</b>	<b>Reglerentwurfsverfahren</b>	<b>71</b>
6.1	Störgrößenvorsteuerung .....	71
6.2	Lagerkraftregler.....	75
6.3	Modellprädiktiver Regelungsansatz.....	77
6.3.1	Herleitung des Regelungsalgorithmus .....	78
6.3.2	Bestimmung des Prädiktionshorizontes.....	81
<b>7</b>	<b>Validierung der Regelungsalgorithmen</b>	<b>83</b>
7.1	Einbeziehung der Prüfstände.....	83
7.2	Anregungsszenarien .....	85
7.3	Ergebnisse .....	85

7.3.1	Störgrößenvorsteuerung.....	86
7.3.2	Lagerkraftregler .....	89
7.3.3	Modellprädiktiver Regelungsansatz.....	91
7.4	Bewertung der Ansätze .....	94
<b>8</b>	<b>Zusammenfassung und Ausblick</b>	<b>97</b>
	<b>Literaturverzeichnis</b>	<b>100</b>
<b>Anhang A</b>	<b>Linearisierung der Aktuatorkraft</b>	<b>111</b>
<b>Anhang B</b>	<b>Parameteroptimierung</b>	<b>114</b>
<b>Anhang C</b>	<b>Simulation verschiedener Arbeitspunkte</b>	<b>117</b>

## Abbildungsverzeichnis

Abbildung 1: Klassifikation der Motorlager [92] .....	8
Abbildung 2: Aufbaufestes Koordinatensystem .....	19
Abbildung 3: Kristallstruktur des Blei-Zirkonat-Titanat .....	22
Abbildung 4: Schmetterlingskurve mit linearem Arbeitsbereich [73].....	23
Abbildung 5: Aktuator-Bauformen mit Polarisationsrichtung .....	25
Abbildung 6: Aktuatorkennlinie (A - ohne Vorspannung; B - gegen eine Elastizität).....	25
Abbildung 7: Normaler Schubkurbeltrieb .....	32
Abbildung 8: Effektivdrehmomentenverlauf des R4-Motors .....	34
Abbildung 9: CAMPBELL-Diagramm der Motorlagerkraft in z-Richtung.....	36
Abbildung 10: Dynamische Motorlagereinfederungen bei $\overline{M}_L = 50 Nm$ .....	38
Abbildung 11: Kraftflusspfade im aktiven Interface .....	40
Abbildung 12: Aufbau des Doppelplatten-Aktuators .....	41
Abbildung 13: Frequenzabhängige Steifigkeit PUR.....	42
Abbildung 14: Aufbau aktives Lagerinterface.....	43
Abbildung 15: Dynamikprüfstand Rumpfmotor.....	45
Abbildung 16: Schematischer Aufbau der Prüfstandsumgebung .....	46
Abbildung 17: Amplitudenspektrum der Lagerkraft bei multitonaler Anregung.....	47
Abbildung 18: Dynamische Koppелеlemente .....	48
Abbildung 19: Modell des 1D-Vertikaldynamik-Prüfstandes .....	51
Abbildung 20: 3D-Massenmodell.....	52
Abbildung 21: Frequenzabhängigkeit der Kraftamplituden .....	56
Abbildung 22: Geometrische Beziehungen im aktiven Lagerpfad.....	57
Abbildung 23: Elektrisches Ersatzschaltbild der Aktuatoren .....	59
Abbildung 24: Messung der Frequenzgänge des 3D-Prüfstandes .....	63
Abbildung 25: Kostenfunktionsverlauf mechanisches 3D-Modell.....	64
Abbildung 26: Kostenfunktionsverlauf Kompletmodell .....	65
Abbildung 27: Reduziertes Modellverhalten des 3D-Prüfstandes.....	67

---

Abbildung 28: Reduziertes Modellverhalten des Vertikaldynamikmodells .....	68
Abbildung 29: Einfluss des Winkels $\alpha$ .....	69
Abbildung 30: MISO-Struktur .....	71
Abbildung 31: Schema der Störgrößenvorsteuerung .....	72
Abbildung 32: Verallgemeinerter Regelkreis .....	73
Abbildung 33: $H_\infty$ -Störgrößenvorsteuerung .....	74
Abbildung 34: Lagerkraft-Regelkreis .....	76
Abbildung 35: $H_\infty$ -Entwurfsstruktur (verallgemeinerter Regelkreis) .....	77
Abbildung 36: GPC-Regelkreis .....	81
Abbildung 37: Entwicklung der Reglerparameter (normiert) .....	82
Abbildung 38: Frequenzgänge des modifizierten Vertikaldynamikprüfstandes .....	86
Abbildung 39: $H_\infty$ -Störgrößenvorsteuerung .....	87
Abbildung 40: $H_\infty$ -Lagerkraftregelung .....	89
Abbildung 41: $H_\infty$ -Lagerkraftregelung (multitonaler Hochlauf) .....	90
Abbildung 42: Regelerfolg GPC-Regelkreis .....	92
Abbildung 43: Simulation einer Fußpunktanregung .....	93
Abbildung 44: Lineare Näherung .....	112
Abbildung 45: Kleinwinkelnäherung .....	113
Abbildung 46: Linearisierung nach TAYLOR .....	113
Abbildung 47: Amplitudengang $G_{zy}$ (schlechte Parametrierung) .....	114
Abbildung 48: Amplitudengang $G_{zy}$ (Phase 1) .....	115
Abbildung 49: Amplitudengänge (Phase 2) .....	115
Abbildung 50: Amplitudengänge (Phase 3) .....	116
Abbildung 51: GPC-Simulationsergebnisse verschiedener Arbeitspunkte .....	117

## **Tabellenverzeichnis**

Tabelle 1: Betriebspunkte der Brennraumdruckmessungen .....	35
Tabelle 2: Parametergruppen der Optimierung.....	64

## Liste der verwendeten Abkürzungen und Symbole

<b>Abkürzung</b>	<b>Beschreibung</b>
°KW	Grad Kurbelwinkel
A/D	Analog-Digital-(Wandler)
ARHE	Algebraic RICCATI HILBERT space Equation
BMBF	Bundesministerium für Bildung und Forschung
CAD	Computer Aided Design
CO <sub>2</sub>	Kohlenstoffdioxid
CR	Common Rail
FEVcom	Full Engine vibration COMpensation
FxLMS	Filtered reference Least Mean Square
GND	Ground (Bezugspotential)
GPC	Generalized Predictive Control
GUI	Graphical User Interface
K-V-Modell	KELVIN-VOIGT-Modell
LBF	Fraunhofer-Institut für Betriebsfestigkeit und Systemzuverlässigkeit
MISO	Multiple Input Single Output
MO	Motorordnung
MPC	Model Predictive Control
MR	Magnetorheologische (Flüssigkeit)
NVH	Noise Vibration Harshness
OT	Oberer Totpunkt
PIC151	Materialbezeichnung für modifiziertes PZT
Pkw	Personenkraftwagen
P-T-Modell	POYNTING-THOMSON-Modell
PUR	Polyurethan

PZT	Blei-Zirkonat-Titanat ( $\text{PbZrO}_3$ , $\text{PbTiO}_3$ )
R4	Reihen-Vierzylinder-Aggregat
RCP	Rapid Control Prototyping
RE	Range-Extender
REEV	Range Extended Electric Vehicle
SA	Simulated Annealing
SISO	Single Input Single Output
V8	Achtzylinder-V-Motor
VKM	Verbrennungskraftmaschine
ZKG	Zylinderkurbelgehäuse
ZR	Zustandsraum

### Indizes

### Beschreibung

$\dot{(\cdot)}$	Ableitung nach der Zeit
$\overline{(\cdot)}$	Gemittelte Größe
$\widetilde{(\cdot)}$	Geschätzte Größe
$\underline{(\cdot)}$	Vektorielle Größe
$(\cdot)_A$	Aufbaukörperbezogene Größe
$(\cdot)_M$	Motorkörperbezogene Größe
$(\cdot)_{PZT}$	Piezomaterial Größe
$(\cdot)_a$	Aktuatorbezogene Größe
$(\cdot)_{in}$	Einganggröße
$(\cdot)_{init}$	Initialwerte
$(\cdot)_k$	Zeitinduzierte Größe des diskreten ZR-Modells
$(\cdot)_{lin}$	Linearisierte Größe
$(\cdot)_{norm}$	Normierte Größe
$ \cdot _{dB}$	Logarithmischer Amplitudengang
$\phi\{\cdot\}$	Phasengang
$\Delta(\cdot)$	Differenzgröße
$^0(\cdot)$	Bezugssystem (hier: Inertialsystem)
$M(\cdot)$	Bezugskörper (hier: Motor)

<b>Symbole</b>	<b>Beschreibung</b>	<b>Einheit</b>
$A_K$	Kolbenfläche	$m^2$
$A$	Fläche	$m^2$
$\mathcal{A}$	Systemmatrix des Zustandsraummodells	
$AP$	Arbeitspunktgrößen	—
$\mathbf{B}$	Eingangsmatrix des Zustandsraummodells	
$C$	Kapazität	$F$
$\mathbf{C}$	Dämpfungsmatrix	
$\mathbf{C}$	Ausgangsmatrix des Zustandsraummodells	
$D$	Dielektrische Verschiebung	$\frac{As}{m^2}$
$\mathcal{D}$	Durchgangsmatrix des Zustandsraummodells	
$E$	Elektrische Feldstärke	$\frac{V}{m}$
$E_v$	Vermittelnde Energie	$J$
$E_z$	Zusätzliche Energie	$J$
$F$	Kraft	$N$
$\mathbf{F}$	Skalierungsmatrix der Eingangsgrößen	
$F_{osz}$	Massenträgheitskraft der oszillierenden Bauteile	$N$
$\mathbf{H}$	Matrix des diskreten GPC-Ansatzes	
$\mathcal{H}$	Energiewert des SA-Verfahrens	
$I$	Elektrischer Strom	$A$
$\mathbf{I}$	Einheitsmatrix	
$\mathbf{K}$	Steifigkeitsmatrix	
$\mathcal{K}$	Lösung der ARHE	
$K_u$	Reglerparameter des GPC-Ansatzes	
$\underline{K}_x$	Reglerparameter des GPC-Ansatzes	
$\underline{K}_z$	Reglerparameter des GPC-Ansatzes	
$\mathbf{M}$	Massenmatrix	
$\mathcal{M}$	Matrix des diskreten GPC-Ansatzes	
$M_{eff}$	Effektivdrehmoment der VKM	$Nm$
$\bar{M}_L$	Mittleres Lastdrehmoment	$Nm$
$\underline{N}$	Vektor des diskreten GPC-Ansatzes	

## Liste der verwendeten Abkürzungen und Symbole

---

$\mathcal{O}$	Matrix des diskreten GPC-Ansatzes	
$\mathcal{P}$	Matrix des diskreten GPC-Ansatzes	
$P_A$	Wahrscheinlichkeitswert des SA-Verfahrens	
$\mathbf{Q}, \mathbf{R}$	Wichtungsmatrizen des GPC-Ansatzes	
$\mathbf{Q}_B, \mathbf{R}_B$	Wichtungsmatrizen des Zustandsbeobachters	
$R_L$	OHM'scher Leitungswiderstand	$\Omega$
$S$	Mechanische Dehnung	
$T$	Mechanische Spannung	$\frac{N}{m^2}$
$T_Z$	Taktzahl	
$\underline{U}$	Eingangsvektor	
$U$	Elektrische Spannung	$V$
$V_h$	Hubvolumen	$m^3$
$\underline{X}$	Zustandsvektor	
$c$	Dämpfungskonstante	$\frac{Ns}{m}$
$\underline{c}$	Ausgangsvektor des diskreten ZR-Modells	
$d_{kp}$	Piezoelektrische Ladungskonstante	$\frac{C}{N}$
$\underline{d}_u$	Durchgangsvektor des diskreten ZR-Modells	
$e$	Regeldifferenz	
$\underline{f}$	Vektor der freien Kräfte	
$f_0$	Eigenfrequenz	$Hz$
$k$	Federsteifigkeit, Federrate	$\frac{N}{m}$
$k_B$	BOLTZMANN-Konstante	$\frac{J}{K}$
$l$	Pleuellänge	$m$
$l_0$	Ausgangslänge des Aktuators	
$l_h$	Länge des Aktuators in Horizontallage	$m$
$m_M$	Motormasse	$kg$
$m_o$	Oszillierende Massen	$kg$
$n$	Drehzahl	$\frac{1}{min}$
$n_a$	Anzahl der Doppelplatten-Aktuatoren	–
$n_L$	Leerlaufdrehzahl	$\frac{1}{min}$

$\underline{p}$	Parametersatz	
$p_G$	Induzierter Brennrauminnendruck	<i>bar</i>
$\bar{p}_G$	Mittlerer Brennrauminnendruck	<i>bar</i>
$p_{Gmax}$	Maximaler Brennrauminnendruck	<i>bar</i>
$p_T$	Tangentialdruck	<i>bar</i>
$p_{TG}$	Gastangentialdruck	<i>bar</i>
$p_{TM}$	Massentangentialdruck	<i>bar</i>
$p_U$	Elektrischer Elastizitätsfaktor	$\frac{N}{V}$
$p_x$	Mechanischer Elastizitätsfaktor	$\frac{N}{m}$
$q_i$	Gewichte der SA-Kostenfunktion	—
$r$	Kurbelradius	<i>m</i>
$s$	Laplace-Variable	
$\underline{s}$	Vektor der Verschiebungen	
$s_o$	Kolbenweg	<i>m</i>
$s_{pq}^E$	Elastizitätskonstante (bei $E = const$ )	$\frac{m^2}{N}$
$u_k$	Zeitdiskrete Eingangsgröße	
$x$	Verschiebungsordinate	<i>m</i>
$\underline{x}$	Vektor der Positionsfreiheitsgrade	
$\hat{\underline{x}}$	Vektor der Beobachterzustände	
$\underline{x}_k$	Vektor der zeitdiskreten Zustände	
$y$	Verschiebungsordinate	<i>m</i>
$y_k$	Zeitdiskrete Ausgangsgröße	
$z$	Verschiebungsordinate	<i>m</i>
$z_0$	Unbelasteter Einfederweg des aktiven Pfades	<i>m</i>
$z_{ML}$	Motorlagereinfederung in z-Richtung	<i>m</i>
$z_k$	Zeitdiskrete Störgröße	
$\mathbf{0}$	Nullmatrix	

## Liste der verwendeten Abkürzungen und Symbole

---

$\underline{\Gamma}_u$	Eingangsvektor des diskreten ZR-Modells	
$\underline{\Gamma}_z$	Störeingangsvektor des diskreten ZR-Modells	
$\Theta$	Kombinierte Massenmatrix	
$\underline{\varepsilon}$	Matrix der Anregungsgrößen	
$\Phi$	Systemmatrix des diskreten ZR-Modells	
$\Psi$	Kombinierte Dämpfungs-, Steifigkeitsmatrix	
$\psi$	Kurbelwinkel	<i>rad</i>
$\alpha$	Aktuatorwinkel	<i>rad</i>
$\beta$	Schwenkwinkel	<i>rad</i>
$\gamma$	Gütemaß für $H_\infty$ -Iterationen	
$\varepsilon_{ik}^T$	Permittivität (bei $T = const$ )	$\frac{A \cdot m}{V \cdot s}$
$\theta$	Nickwinkel	<i>rad</i>
$\vartheta$	Temperatur	<i>K</i>
$\vartheta_C$	CURIE-Temperatur	$^\circ C$
$\vartheta_{sim}$	Simulationstemperatur des SA-Verfahrens	–
$\underline{\kappa}$	Vektor der Kardanwinkel	
$\phi$	Wankwinkel	<i>rad</i>
$\psi$	Gierwinkel	<i>rad</i>
$\omega$	Kurbelwellendrehgeschwindigkeit	$\frac{rad}{s}$





## 1 Einleitung

Die über 125-jährige Erfolgsgeschichte des Hubkolbenmotors lässt sich anhand seiner weiten Verbreitung in automobilen, maritimen und stationären Anwendungen sowie der dabei erreichten hohen Bauvariantenvielfalt verfolgen. Von Beginn an wurde die Entwicklung der Verbrennungskraftmaschinen von Bemühungen begleitet, die einer Reduzierung der von ihnen emittierten Schall- und Vibrationspegel dienen. Die Bewertung und Behandlung dieser auf den Menschen wirkenden Schwingungen, wird im automotiven Kontext als NVH bezeichnet und stellt ein Forschungsfeld mit stark zunehmender Bedeutung dar. Während zum Beginn des letzten Jahrhunderts der Fokus der Entwicklungen im Automobilbau auf der Funktionalität und Leistungsfähigkeit der konstruierten Aggregate lag, profilieren sich die Hersteller heute durch attraktive Gesamtkonzepte. Hierbei werden auch verstärkt Aspekte des Komforts und der Lärmemission berücksichtigt, da diese die Klangsignaturen der Fahrzeuge, ob nun sportlich-dynamisch oder komfortabel-ruhig, ausmachen und so beim Kunden eine gewünschte markenspezifische Identifikation fördern. Es kann prinzipiell zwischen Luftschallen und Körperschallen unterschieden werden. Die von einer Quelle abgestrahlten Anregungen werden entweder über die umgebende Atmosphäre oder die anliegenden Festkörperstrukturen weitergeleitet. Neben dem nach außen abgestrahlten, auf Passanten wirkenden Schallfeld eines Pkw, sind die auf die Insassen wirkenden Störungen von besonderem Interesse, da sie deren Komfort- und Sicherheitsempfinden signifikant prägen. Über verschiedene Transferpfade werden die Anregungen aus Fahrbahnunebenheiten, aerodynamischen Verwirbelungen an den Oberflächen der Karosserie sowie den Motorvibrationen auf den Innenraum übertragen. Die vom Motor erregten Körperschalle werden über die Lagerung in die passive Karosseriestruktur eingeleitet und können bezüglich ihres Anteils am Gesamtinnenraumgeräusch als dominant eingeordnet werden. Für die Fahrzeuginsassen stellen sich die, durch die explosionsartigen Verbrennungsvorgänge sowie die bewegten Motorbauteile, im Aggregat erzeugten Vibrationseinträge als hörbarer Luftschall oder als taktil aufgenommene Schwingungen der Fahrzeugstrukturen dar. Der Einsatz einfacher Elastomerlager, wie sie seit den frühen Tagen der Automobilität zum Einsatz kommen, sorgt bei einer entsprechenden

Abstimmung hier bereits für eine gute Entkopplung des schwingenden Motors von der zu beruhigenden Struktur. Da die Verbrennungsaggregate im Fahrzeug im Allgemeinen große Drehzahl- und Lastbereiche abdecken, ist es nicht möglich mit diesen passiven Maßnahmen eine optimale Körperschallunterdrückung für alle Betriebszustände zu gewährleisten. Ende der 1980er Jahre wurden daher Ansätze zu semiaktiven Motorlagern vorgestellt. Mit ihnen ist es durch eine gezielte Veränderung der dynamischen Lagerparameter möglich, die Lagerung auf die neuen, in diesen Betriebspunkten motorseitig erregten Störungen anzupassen.

Die aktuellen von Seiten der Politik und der Gesellschaft forcierten Bemühungen, sparsame, emissionsarme Verbrennungsmotoren darzustellen, führen zu der Entwicklung verschiedener motortechnischer Maßnahmen, deren Auswirkung auf die Fahrzeugakustik kritisch bewertet werden muss. Beim so genannten *Downsizing* werden durch eine Aufladung und höhere Mitteldrücke zwar die Verbesserung der Leistungsdichte von Motoren mit kleinem Hubraum sowie bessere Emissionswerte erreicht, allerdings führt dies auch zu einer Erhöhung der abgestrahlten Vibrationen. Besonders für große Aggregate ist eine Einzelzylinderabschaltung im unteren Lastbereich entwickelt worden, die zu erheblichen Verbrauchsreduktionen führt. Hieraus ergeben sich jedoch Probleme für die Laufruhe des Motors, da durch den Wegfall der Gasdruckspitzen in den abgeschalteten Zylindern die Impulshaltigkeit des Anregungssignals erhöht wird. Ebenso hat die in den letzten Jahren immer weiter vorangetriebene Umsetzung von Leichtbauprinzipien im Karosseriebau einen Einfluss auf die Fahrzeugakustik. So können auftretende Strukturmoden an Flächen des Fahrzeugrumpfes und der Innenverkleidung zu unerwünschten Schallabstrahlungen führen. Eine Bedämpfung dieser „akustisch aktiven“ Strukturen durch das Aufbringen von schweren Dämmmatten zur passiven Beeinflussung des Schwingungsverhaltens, wie es in der Vergangenheit vorgenommen wurde, wirkt sich negativ auf das Fahrzeuggewicht aus und erscheint aufgrund des damit verbundenen ebenfalls steigenden Kraftstoffverbrauchs nicht mehr zeitgemäß.

Diese Probleme können durch den Einsatz aktiver Motorlagerungen, die in der Lage sind eine Kraft an der Kopplungsstelle zwischen Aggregat und Karosseriestruktur einzuprägen, um so die motorerregten Vibrationen zu reduzieren, behoben werden. Dadurch ist eine Reduktion der Körperschalle und infolge dessen auch des Schalldruckpegels im Fahrzeuginnenraum möglich. Neben der Anpassung der Lagerungen von in ihrem Laufverhalten modifizierten Aggregaten bei konventioneller Antriebsstrangtopologie, besteht auch allgemein die Forderung nach einer verbesserten Entkopplung des Motors von der

Karosserie. Dies gilt besonders für alternative, hybridisierte Antriebsstränge. Bei modernen Hybrid- und Range-Extender Antriebskonzepten ist durch die Leistungsbereitstellung des elektrischen Antriebsstranges eine teilweise oder vollständige Entkopplung der Drehzahl und des Lastmomentes der Verbrennungskraftmaschine (VKM) vom aktuellen Fahrzustand möglich. Durch diese fehlende Kausalität kommt es zur Veränderung der psychoakustischen Wahrnehmung des Fahrers. So kann beispielsweise das durch die Betriebsstrategie ausgelöste Starten des Verbrennungsmotors während einer bis dahin elektrisch angetriebenen Konstantfahrt zu Irritation und Ablenkung führen. Hier muss es durch eine Kombination des Einsatzes aktiver Aggregatlager und weiterer luftschallreduzierender Maßnahmen gelingen, eine verbesserte Isolation des Verbrennungsmotors von der Karosserie zu realisieren. Damit wird ein wichtiger Beitrag zum Fahrkomfort und so auch zur Kundenakzeptanz gegenüber der neuartigen Antriebsstrangtopologie geleistet.

Die vorliegende Arbeit fasst die an der Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg durchgeführte Entwicklung eines aktiven Lagerinterfaces zur Reduktion von motorerregten Körperschallen zusammen. Einführend wird eine Übersicht zum Stand der Technik auf dem Gebiet der Körperschallreduktion und der Aggregatlagerungsentwicklung gegeben. Es erfolgt eine Abgrenzung des hier vorgestellten Aufbaus zu anderen aktuell verfolgten Ansätzen zur Darstellung einer aktiven Aggregatlagerung. Aus den für Motorlager erarbeiteten funktionalen Anforderungs- und Belastungsprofilen, wird ein paralleler Grundaufbau des aktiven Interfaces abgeleitet und vorgeschlagen. Das anhand dieser parallelen Kraftflusspfadstruktur und auf Basis piezokeramischer Aktuatoren entwickelte nichtlineare System wird in einer methodischen Modellbildung analytisch beschrieben und in lagerlastabhängigen Arbeitspunkten linearisiert. Die Parametrierung der aus den Ansätzen des Viertelfahrzeugs sowie des Vollfahrzeugs gewonnenen linearen Zustandsraummodelle wird von einem nichtlinearen Simulated Annealing (SA) Optimierungsverfahren unterstützt. Ausgehend von den auf diese Weise erhaltenen Modellbeschreibungen werden Regelkreisstrukturen für die Ansteuerung des aktiven Lagerinterfaces vorgestellt. Es werden drei in modellbasierten Entwurfsverfahren entwickelte Regler zur Lösung des Regelungsproblems erarbeitet, bewertet und auf entwickelten Testumgebungen experimentell validiert.

## 2 Stand der Technik

Im nachfolgenden Kapitel wird der Stand der aktuellen Entwicklungen, die das Ziel der Körperschallreduktion in der automotiven Anwendung verfolgen, dargestellt. Es erfolgt eine Unterteilung nach Maßnahmen zur Veränderung der auftretenden Motorvibrationen auf der einen, sowie den bestehenden Varianten der Motorlager auf der anderen Seite. Hierbei wird eine grundlegende Klassifizierung der unterschiedlichen Lagerungsansätze vorgenommen und jeweils mit Beispielen hinterlegt.

### 2.1 Reduktion der Motorvibrationen

Die in der Verbrennungskraftmaschine ablaufenden Verdichtungs- und Expansionsprozesse führen zur Ausprägung von drehzahl- und lastabhängigen Schwingungen des Aggregats, die sich über dessen Lagerung auf die passive Fahrzeugstruktur übertragen. Zur Beeinflussung dieser im Sinne einer Verbesserung der NVH ist in der Vergangenheit eine breite Palette von Gegenmaßnahmen untersucht und zum Teil bis zur Serienreife entwickelt worden.

#### 2.1.1 Konstruktiver Massenausgleich

Ein bereits früh entwickeltes und aktuell immer noch oft eingesetztes Vorgehen stellt der konstruktive Ausgleich der Massenträgheitskräfte dar. Die in der VKM oszillierenden Kolben- und Pleuelmassen tragen, wie im Abschnitt 4.1.1 detaillierter beleuchtet wird, zu einer Ungleichförmigkeit des erzeugten Motordrehmomentes sowie zu freien Kräften und Momenten am Aggregat bei. Bei einem Reihen-Vierzylinder-Motor (R4) resultiert aus dem Kröpfwinkels von  $180^\circ$  eine Kompensation der Massenträgheitskräfte erster Ordnung, da jeweils zwei Kolbenmassen paarweise entgegengesetzte Bewegungen ausführen. Die einzelnen über die Pleuelwelle verbundenen Schubkurbeltriebmechanismen der Zylinder zeigen allerdings eine deutliche Ausprägung der Massenkräfte der zweiten und höherer Motorordnungen. Wie MAASS und KLIER [56] für verschiedene Aggregatbauformen diskutieren, ist die zweite Ordnung durch einen konstruktiven Ansatz mecha-

nisch kompensierbar. Hierfür werden Massenausgleichswellen eingesetzt, die über einen Zahnradtrieb mit der Kurbelwelle verbunden sind und über dessen Übersetzung auf die doppelte Drehzahl der VKM eingestellt werden. Die auf ihnen exzentrisch positionierten Ausgleichsmassen sorgen für eine fast vollständige Kompensation der freien Massenkräfte zweiter Ordnung. Für die auf diese Weise theoretisch ebenso mögliche Kompensation höherer Ordnungen werden die Massenausgleichswellen aufgrund der bei den hierfür erforderlichen Drehzahlen auftretenden Nachteile meist nicht eingesetzt. Zunächst sorgen die in diesem Fall mit der drei- beziehungsweise vierfachen Motordrehzahl rotierenden Wellen, sowie der Zahneingriff an der Kurbelwellenanbindung wiederum für die Anregung von ungewollten, akustisch relevanten NVH-Effekten. Des Weiteren erhöhen Massenausgleichsmodule allgemein die Gesamtmasse des Aggregats, was dem aktuellen Trend des Leichtbaus und der Kraftstoffersparnis entgegenläuft. Die Leistungsaufnahme dieser mechanischen Systeme kann mit etwa 1000 W abgeschätzt werden und trägt so nicht unerheblich zu einer Verschlechterung des Gesamtwirkungsgrades der Aggregate bei. Da Ausgleichswellensysteme für konventionelle Motoren hinreichend bekannt sind, sollen im Folgenden kurz die aktuellen Forschungsbemühungen auf dem Gebiet des konstruktiven Massenausgleichs für die Sonderanwendung eines Range-Extender-Moduls beschrieben werden. Range-Extender sind meist auf wenige feste Drehzahl-Lastmoment-Arbeitspunkte optimierte Motoren mit verringerter Leistung. Sie werden in *range extended electric vehicle* (REEV) genannten Fahrzeugkonzepten ausschließlich zur Bereitstellung von elektrischer Energie eingesetzt und besitzen dazu eine mechanische Kopplung zu einem elektrischen Generator. So ist es möglich die Reichweite des rein elektrisch angetriebenen REEV Fahrzeugs zu verlängern. Ein in diesem Zusammenhang für Kleinmotoren entwickeltes Massenausgleichsystem stellt PISCHINGER [75] vor. Das *FEVcom* genannte System wurde speziell für den Einsatz in Range-Extender-Antrieben mit einem beziehungsweise zwei Zylindern entwickelt. Es zeichnet sich dadurch aus, dass über einen Zahnradtrieb eine angepasste Drehmassenträgheit auf einer, der Kurbelwellendrehrichtung entgegen rotierenden Welle die auftretenden freien Momente der VKM kompensiert. Untersuchungen zur Optimierung der Zahnradpaarung und der Zahnkontur, sollen helfen die hier auftretenden akustischen Probleme zu beseitigen. Als zusätzliche Funktionsintegration wird von KÖHLER [44] die gleichzeitige Nutzung der Drehträgheit als Rotorelement der RE-Generatoreinheit vorgeschlagen. Diese Maßnahme reduziert den erforderlichen Bauraum und verbessert die Massenbilanz des Systems signifikant. Untersuchungen zu hierbei auftretenden Rückkopplungen des dynamischen Lastmomentes des

elektrischen Generators auf die mechanische Kompensationswirkung liegen derzeit noch nicht vor.

### 2.1.2 Lastpunktverschiebung und Brennverlaufsbeeinflussung

Bei Verbrennungsmotoren kommt es, wie später gezeigt wird, zur Abstrahlung eines von der Drehzahl abhängigen, multitonalen Anregungssignals. Fallen die Frequenzen dieser Anregungseinträge mit Eigenfrequenzen von Strukturmoden des angekoppelten Fahrzeugaufbaus zusammen, so kommt es zu einer Anregung dieser Eigenmoden und infolgedessen zu einer Erhöhung der Schwingungsamplituden der Struktur. Da dies den abgestrahlten Schalldruckpegel erhöht, kann unter NVH-Gesichtspunkten eine gezielte Verschiebung des Lastpunktes der VKM sinnvoll sein, um kritische Drehzahlen zu vermeiden. Hierzu ist jedoch eine Antriebsstrangtopologie erforderlich, die es erlaubt, die Motordrehzahl beziehungsweise das Motormoment unabhängig von der vom Fahrer gewünschten momentanen Fahrleistung einzustellen. Besonders bei seriellen Hybridfahrzeugen besteht durch die vollständige Entkopplung von Fahrzustand und VKM-Arbeitspunkt diesbezüglich ein großes Potential. Einige parallele Hybridkonzepte bieten ebenfalls Möglichkeiten durch eine geeignete Betriebsstrategie, eine Lastpunktverschiebung hin zu einem akustisch günstigeren Zustand durchzuführen. Es liegt jedoch in der Regel ein Zielkonflikt zwischen den von der Akustik geforderten Maßnahmen und den dabei erreichbaren Emissions- sowie Kraftstoffverbrauchswerten vor. Grund hierfür ist die Tatsache, dass verbrauchsoptimale Betriebspunkte der VKM in der Regel bei höheren Lastmomenten erreicht werden. Dies führt wiederum zu erhöhten Mitteldrücken und somit auch zu stärkeren Vibrationsanregungen des Aggregats. Hier ist es die Aufgabe der Hybrid-Betriebsstrategie, einen Kompromiss zur Lösung dieses Konfliktes zu finden. [33] Weitere Ansätze zur Beruhigung der Motorvibrationen, die zunächst akustische Aspekte in den Vordergrund stellen, sind die von KREMER et al. [47] sowie DECKER et al. [15] untersuchten Möglichkeiten, durch eine zylinderdruckgeführte Befeuerung des Aggregats, eine Reduzierung der Körper- und Luftschalle zu erreichen. Auf der Grundlage von Transferpfadanalysen, welche die akustischen Körperschallwege des Systems offenlegen, werden unter anderem die Zündparameter eines Diesellaggregats so verändert, dass der Schalldruckpegel des emittierten Luftschalls sowie dessen Charakteristik verbessert wird. Die Bewertung dieser Verbesserung erfolgt anhand der zur Einordnung des NVH-Charakters des Motorgeräuschs eingeführten Dieselnote und berücksichtigt psychoakustische Aspekte. Die ganzheitliche Vereinbarung, der mit diesen Optimierungen verfolgten

akustischen Ziele mit den Leistungs-, Verbrauchs- und Emissionsanforderungen an das Aggregat, ist zum gegenwärtigen Zeitpunkt noch Gegenstand der Forschung.

### 2.1.3 Dynamische Gegenkraft

Für dynamisch angeregte Schwingungssysteme kann durch das Aufprägen einer entgegengerichteten Kompensationskraft eine Reduktion der Störungen erzielt werden. Für die Generierung dieser Gegenkraft werden sogenannte Tilgersysteme genutzt. Es handelt sich hierbei in der Regel um Inertialmassenschwinger, deren Resonanzfrequenzen statisch auf die zu bedämpfenden Eigenfrequenzen der angekoppelten Struktur eingestellt werden. Durch Nutzung einer Aktuatorik, die oft auf Basis von piezokeramischen Flächenaktuatoren, piezokeramischen Biegewandlern beziehungsweise Magnetstellern ausgeführt wird, kann eine Tilgermasse zu Schwingungen angeregt werden. Auf diese Weise wird eine dynamische, der Störung entgegenwirkende Kraft in die Struktur eingekoppelt. Mit einem solchen Tilger lassen sich sehr gute Ergebnisse bei der Beruhigung einzelner Strukturmoden oder tonalen Störungen erzielen. Tilgersysteme werden bisher nicht in automotiven Anwendungen auf Serienfahrzeugebene eingesetzt. Es gibt jedoch bereits eine Reihe von untersuchten Anwendungsfällen für den Fahrzeugbau. So wurde von HÖLSCHKE und SELLSCHOPP [31] für die *Volkswagen AG* ein an die Fahrzeugachse gekoppelter Tilger zur Reduzierung der Radmassenschwingungen und der Radlastschwankungen vorgestellt. Dadurch wird, neben der Verbesserung der Fahrstabilität, eine Beruhigung der Aufbaumasse und so eine Komfortverbesserung erreicht. Untersuchungen zur Bedämpfung von Teilen des Karosserierahmens wurden von SVARICEK et al. [86, 87] sowie PASCHEDAG et al. [70] durchgeführt. Sie verfolgen den Ansatz der tilgerbasierten Schwingungsreduktion passiver Aufbaustrukturen, welche als vibroakustische Verbinder den Motor als Hauptstörquelle mit dem Fahrzeuginnenraum koppeln. Ein vom Fraunhofer LBF [5] vorgestelltes Inertialmassensystem dient der gezielten Bedämpfung der Motorlagerkräfte und ist speziell für die Störungen der ersten Motorordnung ausgelegt. Hierbei werden piezokeramische Multilayer-Aktuatoren zur Anregung der Tilgermasse genutzt.

Als allgemeine Nachteile solcher Tilgersysteme können die stets gegebene Erhöhung der Fahrzeugmasse sowie die Schwierigkeiten, die sich bei einer Verstimmung des Tilgers einstellen, aufgezeigt werden. Kommt es infolge äußerer Einflüsse zu einer Veränderung der Tilger- beziehungsweise der Störfrequenzen, kann das ursprünglich zur Schwingungsberuhigung eingesetzte System eine Anfachung der Schwingungsamplituden bewirken. Durch den Einsatz eines adaptiven Tilgers, wie ihn BREITBACH [7] vorschlägt,

kann dies korrigiert und eine nachträgliche Anpassung der Tilgerfrequenz vorgenommen werden. Solche adaptiven Systeme sind allerdings im Aufbau kompliziert und in der Praxis schwer zu realisieren.

## 2.2 Motorlagerungen

Ein sehr großes Potential zur Verbesserung der NVH bieten die Auflagerpunkte der VKM, da sie als diskrete Einleitungsstellen der Störung in die Fahrzeugstruktur angesehen werden können. Im Rahmen aktueller, unter Gesichtspunkten des Leichtbaus und der Kraftstoffersparnis entwickelter Antriebskonzepte, kommt der Umsetzung einer angepassten oder beeinflussbaren Aufhängung des Antriebsaggregats in der Karosserie eine neue Bedeutung zu. Maßnahmen, die im Rahmen sogenannter Mild Hybrid Konzepte umgesetzt werden, wie beispielsweise die Start-Stopp Funktion oder die Einzelzylinderabschaltung im Teillastbereich, verbessern die Emissionswerte der Fahrzeuge, führen aber auch zu einer deutlichen Verschlechterung der Laufruhe und damit der Innenraumakustik. Um dem zu begegnen, werden aktuell große Anstrengungen in die Weiterentwicklung und Optimierung der Aggregatlager investiert.

Diese Bemühungen, die Vibrationsquelle VKM von der Karosseriestruktur zu entkoppeln, haben in der Vergangenheit zu der Entwicklung verschiedener Motorlagerungen geführt. Es wird hierbei auf Systemebene nach WELTIN und FEURER [92] prinzipiell zwischen den drei Lagerarten passiv, semiaktiv und aktiv unterschieden. Die Klassifizierung erfolgt nach der Form, in der die Lagerung auf das aus Aggregat, Lagerung und Aufbau-masse gebildete Schwingungssystem einwirken kann. Passive Elemente besitzen über den Arbeitsbereich nicht beeinflussbare Steifigkeits- und Elastizitätseigenschaften. Hier ist keine Möglichkeit des äußeren Eingriffs gegeben. Der Verlauf der Lagerkraft kann bei-

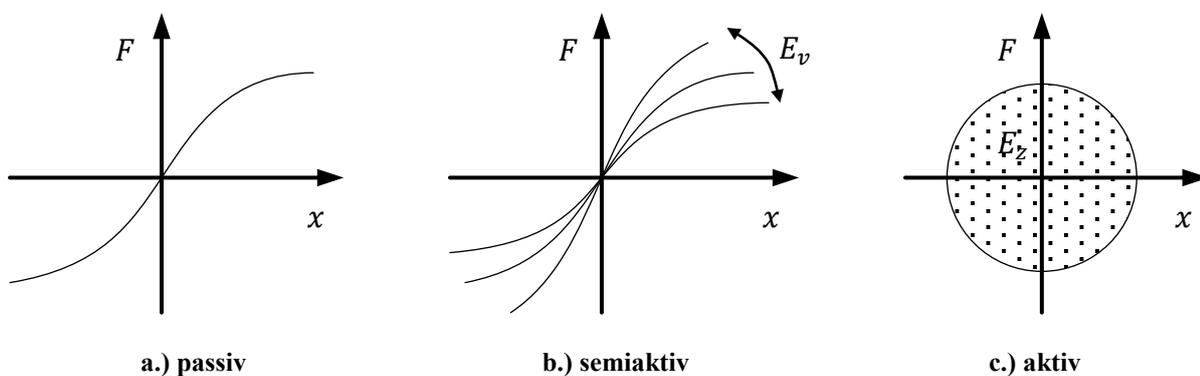


Abbildung 1: Klassifikation der Motorlager [92]

spielsweise über der Einfederung nach Abbildung 1a, aber auch als frequenzabhängige Kennlinie dargestellt werden. Zu den semiaktiven Systemen werden alle Lagerbauformen gezählt, die durch eine externe Ansteuerung, also den Eintrag einer vermittelnden Energie  $E_v$ , eine Veränderung ihrer elastischen und dynamischen Materialparameter zulassen (Abbildung 1b). Durch diesen Eingriff können arbeitspunktoptimale Werte für das elastische Koppellement eingestellt werden. Zwar findet bei diesen Systemen ein *aktives* Ansteuern von Stellelementen oder Energiespeichern statt. Dennoch werden sie als *semiaktive* Systeme klassifiziert, da die hierbei aufgebrauchte Energie nur der Parametermodifikation des Lagers dient. Im Gegensatz dazu nutzen die aktiven Lagerungen (Abbildung 1c) einen äußeren Eintrag zusätzlicher Energie  $E_z$ , um eine Kraft beliebigen Vorzeichens in das System einzubringen. Dadurch ist eine direkte Beeinflussung der dynamischen, von der Lagerung übertragenen Kräfte möglich. Neben den erreichten Stellwegen und Stellkräften der verwendeten Aktuatoren liefert die Ansteuerung beziehungsweise die implementierte Regelung einen entscheidenden Beitrag zur erreichbaren Körperschallunterdrückung durch den Einsatz des aktiven Interfaces.

### 2.2.1 Passive Systeme

Frühe Entwicklungen von passiven Entkopplungselementen auf Naturkautschukbasis wurden bereits in den ersten Automobilen für die Lagerung und die akustische Isolation des Motors genutzt. Auch heute sind Motorlagerungen aus passiven Elastomerelementen die am weitesten verbreitete Lagerbauform, da sie sich kostengünstig und vielseitig einsetzbar darstellen lassen. Ein großer Vorteil dieser Systeme ist die hier nicht erforderliche Zufuhr äußerer Energie und die damit verbundene vereinfachten Randbedingungen für den Einbau. Ebenso zeichnen sie sich durch eine reduzierte Komplexität des Aufbaus aus. In der Regel kommen hierbei Gummi-Metall-Konstruktionen zum Einsatz. Es gelingt durch die Veränderung der zugegebenen Füllstoffanteile, die in der Regel aus Ruß- oder Schwefelpartikeln bestehen, die Materialeigenschaften der Elastomere in einem relativ breiten Band zu beeinflussen [17, 35]. Zusätzlich kann durch eine gezielte Formgebung des Elastomerkörpers ein gewünschter Kennlinienverlauf der Lagerkraft erreicht werden. Das damit verfolgte Ziel einer schwingungstechnisch idealen Abstimmung der passiven Lagersysteme, sieht nach MITSCHKE [65] vor, dass die Eigenfrequenzen  $f_0$  der Starrkörpermoden des Aggregats unterhalb der durch die Leerlaufdrehzahl  $n_L$  vorgegebenen, tiefsten Erregerfrequenzen liegen. Diese können hierbei in Anregungen aus den Massenträgheitskräften und den Gasmomenten unterschieden werden. Die dominierenden Anre-

gungsfrequenzen eines Vierzylinderaggregats liegen für die Massenkräfte bei  $2 n_L$  und für die Gasmomente bei  $\frac{1}{2} n_L$ . Eine weiterführende Analyse der motorseitig auf die Aggregatlager wirkenden Anregungen wird im Abschnitt 4.1 gegeben. Vorerst bleibt festzuhalten, dass unter Annahme der üblichen Drehzahlbereiche hiernach eine Abstimmung auf Frequenzen  $< 5 \text{ Hz}$  erfolgen müsste. Dies ist allerdings aufgrund der schlechten Eignung der direkt daraus ableitbaren sehr weichen Aggregatlager für eine hinreichende Begrenzung der Bewegungsamplituden der VKM nicht realisierbar. Daher wird diese Forderung entkräftet und die Parameter von passiven Elastomerlagern bei der Auslegung allgemein auf einen überkritischen Betrieb ( $f_0 < \frac{n_L}{60}$ ) optimiert. So wird beim Drehzahlhochlauf das Durchlaufen der Starrkörpermoden des VKM-Körpers vermieden.

Die Umsetzung eines hochfrequent weichen Lagers als gezielte Anpassung für klein dimensionierte Dreizylindermotoren stellt ROTTNER [79] vor. Bei dieser Aggregatbauform ist die Laufruhe allgemein reduziert und für die Massenkräfte kann eine Erregerfrequenz bei  $1,5 n$  abgeleitet werden. Um solche Auslegungen experimentell zu unterstützen, wird von HOFFMANN und KLIE [32] eine, für die Erfassung der körperschallübertragenden Eigenschaften von Aggregatlagern im hochfrequenten Bereich, entwickelte Prüfstandsumgebung vorgeschlagen.

Eine weitere zu den passiven Systemen zählende Variante der Motorlagerungen stellen die als Hydrolager bekannten hydraulischen Mehrkammersysteme dar. Üblicherweise bestehen diese aus einem über einen Kanal verbundenen Zweikammer-Aufbau. Die dämpfende Wirkung des Lagers wird durch das Überströmen eines Fluids von der einen in die andere Kammer dargestellt. Für einen solchen Aufbau kann aus den hydrodynamischen Zusammenhängen ein mit der Frequenz ansteigender Verlauf der Lagerkräfte abgeleitet werden. Da dies dem Ziel der Isolation der VKM für hohe Drehzahlen widerspricht, wurden die einfachen hydraulischen Systeme weiterentwickelt. Zur Beeinflussung des Strömungswiderstandes im Sinne einer Verbesserung der frequenzabhängigen Lagereigenschaften kann beispielsweise mit direkt im Strömungskanal angeordneten Elastomerstrukturen die effektive Querschnittsfläche passiv variiert werden. Solche Systeme schlagen HAMAEEKERS und RUDOLPH [27] sowie WOLF und PIETSCH [94] vor. Dadurch wird eine anwendungsorientierte Anpassung der Lagerkennlinien und so eine bessere Abstimmung ermöglicht. Die Spanne der durch solche passiven Maßnahmen realisierbaren Variationen der Lagereigenschaften ist jedoch begrenzt.

### 2.2.2 Semiaktive Systeme

Um der entstandenen Forderung nach veränderbaren, betriebspunktabhängigen Lagerparametern nachzukommen, wurden verschiedene Ansätze verfolgt, die einen Stelleingriff zur Anpassung von Steifigkeits- beziehungsweise Dämpfungsvermögen der Systeme nutzen. Als Weiterentwicklung der zuvor angesprochenen passiven Hydrolager sind die mittlerweile zur Serienreife gelangten schaltbaren Hydrolager, wie sie von der *Audi AG* in Zusammenarbeit mit der *ZF Friedrichshafen AG* entwickelt wurden, anzusehen. Bei diesem von VOLLMANN [90] und MEYER et al. [62] vorgestellten Aufbau wird ein Magnet-schalter genutzt, um durch die Veränderung des Querschnittes des Strömungskanals eines Hydrolagers, dessen dynamische Steifigkeit zu variieren. Es sind in diesem Fall zwei Schaltzustände realisiert, die in Abhängigkeit der Momentandrehzahl des Motors angesteuert werden.

Einen anderen Ansatz verfolgen STÜHLER und ZANG [85], die durch Simulationen den positiven Einfluss einer zusätzlichen, dynamisch stellbaren Reibkraft in einem Elastomerlager nachgewiesen haben. Eine prototypische Umsetzung findet dieser Ansatz in dem an der Universität Hannover entwickelten reibkraftgedämpften Lagerinterface welches LORENZ [52] beschreibt. Dieses nutzt einen, in das konventionelle Elastomer-Stirn-lager einer quer eingebauten VKM, integrierten Magnetaktuator, um Reibbeläge zusammenzuführen und so eine dynamische Reibkraft zu stellen.

Eine weitere Möglichkeit zur Beeinflussung der dynamischen Parameter von Motorlagerungen stellen die Eigenschaften magnetorheologischer (MR) Flüssigkeiten dar, bei denen durch die Variation eines äußeren magnetischen Feldes die Viskosität des Fluids beeinflusst werden kann. Je nach Ansteuerung der magnetfelderzeugenden Spulensysteme können verschiedene Fluidmoden (Scherungsmodus, Fließmodus, Quetschmodus) ange-regt werden. Auf diese Weise erfolgt die gezielte Verstellung der Viskosität. Von BRIGLEY et al. [8] wurde auf Basis der MR-Technologie ein dynamisches Interface zur Entkopplung von Vibrationen vorgeschlagen, welches als Reihenschaltung einer Elastomertragfeder und einer magnetorheologischen Baugruppe aufgebaut ist. Für die automotive Anwendung wurde von JANOCHA [37] ein MR-Hydrolager vorgestellt, mit dem gezielt Vibrationen im unteren Frequenzbereich zwischen 7 ... 14 Hz beruhigt werden sollen. Der Aufbau entspricht einer Parallelschaltung aus einer passiven Gummi-Metall-Tragfeder und dem MR-Pfad, der wiederum aus der Reihenschaltung eines hydraulischen Feder-Dämpfers und des MR-System besteht. Die begrenzte Dynamik und Probleme mit der

Sedimentation der MR-Fluids sowie der sehr hohe Leistungsbedarf der dargestellten MR-Systeme schränken ihre Eignung für einen Einsatz im Fahrzeug jedoch stark ein.

Ein von der *Continental AG* entwickelter, von HOLST et al. [34] vorgeschlagener Ansatz der Neugestaltung der Lagerelemente des Hinterachsträgers zielt ebenfalls auf die Reduktion der Körperschalleinträge in die Karosserie ab. Hier stehen allerdings die fahrwerksseitig erregten Vibrationen im Vordergrund. Das semiaktive Lager nutzt eine hydraulische Versorgung, um durch den Einsatz zweier Arbeitszylinder eine betriebspunktabhängige Verspannung beziehungsweise Freigabe von zusätzlich integrierten Elastizitäten zu realisieren. Für diese steifigkeitsschaltbare Konstruktion ist ebenfalls eine drehzahlabhängige Schaltschwelle vorgeschlagen worden, um die Längsdynamik des Aufbaukörpers zu verbessern.

### 2.2.3 Aktive Systeme

In der Vergangenheit wurden verschiedene Varianten herausgearbeitet, die bestehenden und zum Teil bereits weit entwickelten passiven Motorlagerstrukturen durch geeignete Aktuatoren zu erweitern, um durch diese Kombination ein aktives Interface zu gewinnen. Neben der Einteilung der verschiedenen Aktuatorprinzipien ist es möglich, diese Ansätze auch nach der gewählten Systemstruktur zu unterscheiden. Handelt es sich um eine serielle Anordnung von Tragfeder und Aktuator, die nur einen Kraftflusspfad besitzt, ergeben sich andere Auslegungsgesichtspunkte als für einen parallelen Aufbau mit zwei getrennten Kraftflusspfaden. Während bei einer Reihenschaltung von passiver Tragfeder und der Aktuatorbaugruppe beide Teilsysteme die vollen Lagerlasten stützen müssen, kann in einem parallelen Ansatz die statische Last vom aktiven Kraftflusspfad entkoppelt werden. Auf der anderen Seite müssen beim parallelen Aufbau die vollen Lagereinfederungen von der Aktuatorbaugruppe darstellbar sein.

Umfangreiche Untersuchungen zu den komfortsteigernden Einflüssen aktiver Motorlager werden von MÜLLER et al. [66, 67] vorgestellt. Ausgehend von passiven Hydrolagern arbeiten sie die Vorteile semiaktiver und aktiver Systeme heraus. Es wird ein auf einem magnetischen Aktuatorssystem in Reihenschaltung zum bestehenden Hydrolager basierender Vorschlag für ein aktives Motorlager gemacht. Diese Struktur wurde weiterentwickelt und wird zum aktuellen Zeitpunkt von der *Audi AG* in einem Serienfahrzeug der Oberklasse eingesetzt [78]. Bei dem hier verbauten, sehr großen und leistungsstarken V8-Aggregat wird zur Kraftstoffersparnis im Teillastbereich eine Einzelzylinderabschaltung von je zwei Zylindern pro Bank vorgenommen. Den daraus entstehenden Problemen

für die Laufruhe des Motors wird durch den Einsatz der aktiven Lager begegnet. Für Frequenzen oberhalb von 20 Hz erfolgt bei diesem System das Verschließen des Dämpfungskanals des hydraulischen Lagerteils zwischen den beiden Kammervolumen und die Ansteuerung eines Schwingspulenaktuators. Eine implementierte Regelung berechnet aus Messungen der Beschleunigungsdifferenz des oberen und unteren Lagerteils sowie dem Kurbelwinkelsignal aus dem Motorsteuergerät ein gegenphasiges Kraftsignal zur Reduzierung der Motorlagerkräfte der zweiten und vierten Motorordnung. Bei diesem Fahrzeugkonzept ist eine Fünfpunktaufhängung der Motor-Getriebe-Einheit realisiert. Für die beiden vorderen, seitlich ausgeführten Hauptmotorlager wird das aktive Magnet-Hydrolager eingesetzt, die beiden dahinter liegenden Getriebelager sind durch semiaktive schaltbare Hydrolager nach [62, 90] realisiert. Abgerundet wird die Aggregataufhängung von einem passiven Stirnlager am Getriebegehäuse. Dieses Konzept zeigt, dass die Entwicklungen aktiver Lagerungen in der Oberklasse bereits Einzug in die Serienproduktion gefunden haben. Der Hersteller reagiert damit auf die zum Teil erheblichen aus den verschiedenen Kraftstoffersparnis- und Emissionsreduktions-Maßnahmen erwachsenen Nachteile für das NVH-Verhalten des Fahrzeugs und die in diesem Marktsegment geringe Kundentoleranz gegenüber störenden Körperschallen.

Eine weitere Variante eines aktiven Lagers wird von NAUMANN [68] vorgestellt. Dieser für die *Audi AG* patentierte Ansatz besteht aus der Reihenschaltung eines Hydrolagers und eines piezokeramischen Multilayer-Aktuators. LAUX [50] diskutiert in seiner Arbeit ebenfalls einen seriellen Aufbau für ein prototypisch realisiertes aktives Lager. Er nutzt hierfür ein passives Elastomerlager und einen piezohydraulischen Aktuator, der in der Lage ist, eine dynamische Lagerkraft zu generieren. Der geringe Stellweg eines piezokeramischen Multilayer-Aktuators wird hier mit Hilfe eines hydraulischen Wegvergrößerungssystems verbessert.

Von GÄBEL et al. [23] sowie KARKOSCH und MARIENFELD [41] werden in Potentialstudien die Vorteile einer aktiven Motorlagerung gegenüber passiven beziehungsweise tilgerbasierten Ansätzen herausgestellt. Fortführende Arbeiten zur Simulation des dynamischen Verhaltens der durch aktive Lagerinterfaces veränderten Fahrzeugstruktur finden sich bei HEROLD et al. [29], MAYER et al. [58] sowie JUNGBLUT et al. [39]. Eine im Rahmen eines BMBF-Forschungsprojektes entwickelte aktive Lagerung für maritime Anwendungen wurde vom Fraunhofer LBF vorgestellt. Ziel ist es hierbei, die Körperschallquelle eines Schiffsdieselaggregats vom umgebenden Rumpf des Wasserfahrzeugs zu entkoppeln. Dieses von MATTHIAS et al. [57] beschriebene Interface nutzt den seriellen

Aufbau eines piezokeramischen Stapelaktuators, passiver Elastomerelemente und einer metallischen Hülsenkonstruktion, welche den Multilayer-Aktuator vor unzulässigen Scherbelastungen schützen soll. Zur Unterstützung und Verbesserung der Ansteuerung wurden später von TAMM et al. [88] Untersuchungen der speziell für maritime Großmotoranwendungen geltenden motorseitig auftretenden Anregungen durchgeführt.

Ausgehend von einem parallelen Grundaufbau mit entsprechend zwei Kraftflusspfaden, entwickelten KRAUS et al. [46] einen auf generischen Optimierungsalgorithmen basierenden Ansatz zur Bestimmung der Kenngrößen einer so gestalteten aktiven Motorlagerung. Parallel zu einer passiven Elastizität sind hierbei im aktiven Pfad ein piezokeramischer Aktuator, ein entsprechend angepasstes Wegvergrößerungssystem und ein viskoelastischer Dämpfer vorgesehen. Auf Grundlage dieser Parameterbetrachtungen wurde von HEROLD et al. [30] ein Prototyp des Lageraufbaus vorgestellt. Das als linkes Stirnlager eines R4-Motors in Quereinbau ausgeführte Lagerinterface nutzt konventionelle Federelemente als Tragfederstruktur im passiven Kraftflusspfad sowie einen horizontal in einem Wegvergrößerungssystem angeordneten Multilayer-Aktuator zur Kraftgenerierung. Zur Berechnung der Stellgröße des Lagers verwenden die Autoren eine Vorsteuerung auf Grundlage eines adaptiven FxLMS-Algorithmus, wie ihn ELLIOTT [20] vorschlägt. Dabei werden sowohl Drehzahlinformationen als auch die Beschleunigungen der Lagerpunkte ausgewertet.

Zur Entkopplung der Fahrwerksschwingungen eines Pkw von der Karosseriestruktur stellen ATZRODT et al. [3, 4] ein ausschließlich auf piezokeramischen Multilayer-Aktuatoren basierendes aktives Interface vor. Mit diesem kann für die Zielapplikation an einem Fahrwerksträger, trotz der geringen erreichbaren Stellwege von  $90 \mu\text{m}$ , der körperschallreduzierende Einsatz für fahrwerksseitige Störungen nachgewiesen werden.

### 2.3 Abgrenzung von bestehenden Ansätzen

Das in dieser Arbeit vorgeschlagene aktive Motorlagerinterface wird als seitliches Hauptlager eines längs eingebauten Antriebsaggregats entwickelt. Der hierbei umgesetzte parallele Aufbau der Kraftflusspfade nutzt passive Elastomerelemente sowie speziell angepasste piezokeramische Doppelplatten-Aktuatoren, die in einer nichtlinearen elastischen Lagerung zur Kraftgenerierung eingesetzt werden. Durch die konstruktive Umsetzung eines Wegvergrößerungsprinzips wird sowohl der Stellweg der Aktuatoren verbessert, als auch ein Schutz vor mechanischer Überlastung dargestellt. Im Folgenden soll eine Ab-

grenzung dieses Konzeptes zu anderen aktiven, für automotive Anwendungen ausgelegte Lagerentwicklungen erfolgen.

Der Vergleich mit dem von der *Audi AG* vorgestellten aktiven Magnet-Hydrolager nach [78] zeigt zunächst grundlegende Unterschiede des Aufbaus der Kraftflusspfade im Lager. Der Einsatz eines Magnetspulenaktuators erlaubt hier eine serielle Struktur, da mit dem Aktuatorssystem die auftretenden vertikalen Lastkräfte gestützt und die erforderlichen Stellkräfte generiert werden können. Die Sperrung des Dämpfungskanals des hydraulischen Lagerteils ab einer bestimmten Frequenzschwelle gewährleistet hierbei die erforderliche steife Unterstützung der Aktuatorbaugruppe. Das in dieser Arbeit vorgeschlagene Lagerkonzept hat gegenüber diesem System einen deutlich weniger komplexen Aufbau, da die benötigte Tragfederfunktion nicht durch ein hydraulisches Kammer-System, sondern durch einfach dimensionierbare Elastomerelemente dargestellt wird. Auch werden die entworfenen und experimentell validierten Regelungsstrukturen nicht nur zur Bedämpfung der zweiten und vierten Motorordnung, wie es bei dem Magnet-Hydrolager der Fall ist, sondern zur breitbandigen Reduktion der Körperschalle genutzt. Des Weiteren kann der sich im einstelligen Wattbereich bewegende Leistungsbedarf des piezokeramischen Aktuator-Systems deutlich geringer als der des Magnetstellers angenommen werden.

Das von Fraunhofer LBF vorgestellte piezoaktuatorisch betriebene Lagerkonzept [30] wird, ebenso wie das in dieser Arbeit vorgestellte Lager, als Aufbau mit parallelen Kraftflusspfaden entwickelt. Es unterliegt als Motorlager für quer zur Fahrtrichtung eingebaute Aggregate zunächst jedoch anderen Belastungszuständen. Darüber hinaus sind auch Unterschiede in der konstruktiven Ausführung sowie den genutzten Regelungsansätzen festzustellen. Die Funktion der passiven Tragfeder wird beispielsweise unterschiedlich realisiert. In dieser Arbeit werden hierfür viskoelastische Elastomerelemente vorgeschlagen. Dadurch kann das viskoelastische Verhalten des Lagerinterfaces über die Wahl der Gummimischung, sowie die Formgebung der Elastomerelemente erfolgen. Währenddessen sieht der Ansatz des LBF elastische Federn als Tragelemente vor. Daher ist der zusätzliche Einsatz eines viskoelastischen Dämpferelements im aktiven Kraftflusspfad erforderlich, um die schwingungsdämpfenden Grundfunktionen einer Aggregatlagerung darstellen zu können. Das Lagerkonzept nutzt hier einen horizontal in einer Stellwegübersetzung verbauten geschichteten Piezoaktuator für den vertikalen Krafteingriff. Dadurch fallen die elektrischen Ansteuerspannungen geringer aus, jedoch sind die erforderlichen Ströme im Vergleich zu der in dieser Arbeit vorgeschlagenen Aktuatorkonfiguration deut-

lich größer. Die in Kapitel 6 untersuchten modellbasierten Reglerentwurfverfahren bauen vollständig auf der durchgeführten Modellbildung auf und nutzen sowohl Rückkopplungsstrukturen als auch Vorsteuerungen zur Reduktion der Körperschalle. Dies wird durch eine Störgrößenkompensation beziehungsweise durch eine Regelung der dynamischen Lagerkraftanteile erreicht. Für das Lager nach [30] werden wiederum adaptive Vorsteuerungskonzepte auf Basis des FxLMS-Ansatzes umgesetzt, die Beschleunigungssignale der Krafteinleitungspunkte an der Lagerstelle nutzen.

Damit stellt das in dieser Arbeit vorgestellte System einen neuartigen Ansatz in Konstruktion, Modellierung sowie Reglerentwurfmethodik eines aktiven, auf piezoelektrischen Aktuatoren basierenden Motorlagers dar.

### 3 Grundlagen

Zur Unterstützung des Verständnisses werden im Folgenden die für die konzeptionelle Entwicklung des aktiven Motorlagers, sowie seiner analytischen Modellierung erforderlichen theoretischen Grundlagen zusammengefasst. Nach Erläuterungen zum Begriff des Körperschalls und einer auf die Fahrzeugakustik bezogenen Interpretation werden die verwendeten Fahrzeugkoordinatensysteme erläutert. Im Anschluss daran wird der als Aktuormaterial genutzte Piezokeramikwerkstoff bezüglich seines Materialverhaltens diskutiert und die daraus abgeleitete hier verwendete Modellbeschreibung vorgestellt. Ergänzt wird dies mit Ausführungen zur funktionsbezogenen Integration der Piezokeramik in Aktuatorssystemen. Für die Parametrierung der entwickelten Modellbeschreibungen kommt ein nichtlineares Optimierungsverfahren zum Einsatz. Es wird für die Ermittlung der nicht direkt messbaren Systemparameter genutzt. Eine Darstellung des Verfahrens und seiner Eignung für die Lösung des vorliegenden Problems der Parameteridentifikation schließen diesen Abschnitt ab.

#### 3.1 Körperschall und Akustik im Fahrzeug

Körperschall ist als die Ausbreitung von sich zeitlich ändernden Kräften und Bewegungen in Festkörpern beschrieben. Wie es der Begriff des „Schalls“ bereits impliziert, liegen diese allgemein im hörbaren Frequenzbereich zwischen einigen Hertz und mehreren Kilohertz. Es werden hierbei die drei Teilprobleme Anregung, Übertragung und Abstrahlung differenziert. Schwingungsenergien die von einer Vibrationsquelle in einen Festkörper oder eine passive Struktur eingeleitet werden, breiten sich über diese aus. Es kommt gemäß der Wellenausbreitungseigenschaften des Materials und in Abhängigkeit der geometrischen Gestalt des räumlichen Körpers zu einer Verteilung des Körperschalls über die gesamte Struktur. An geeigneten, besonders zu Schwingungen neigenden Oberflächen kommt es dann zur Abstrahlung von Luftschall. Des Weiteren wird speziell der tieffrequente Körperschall vom Menschen taktil erfasst und als Vibration an den Strukturflächen wahrgenommen. [14]

Vor allem in der Fahrzeugakustik werden die in verschiedenen Fahrsituationen anfallenden Schalldruckpegel im Fahrzeuginnenraum sowie außerhalb des Fahrzeugs als Bewertungsgrößen für das gesamtakustische Verhalten im Sinne der NVH genutzt. Standardisierte Versuche zur Messung des abgestrahlten Luftschalls während der Vorbeifahrt eines Fahrzeugs ermöglichen beispielsweise die Erfassung des psychoakustischen Eindrucks auf Passanten. Hierbei muss neben dem Schalldruckpegel selbst, stets auch der „Charakter“ des Schallsignals, seine Lautheit und seine Tonhaltigkeit berücksichtigt werden [89]. Für den in den Innenraum abgegebenen, direkt auf die Fahrzeuginsassen wirkenden Luftschall lassen sich eine Reihe von Vibrationsquellen, Übertragungspfade und Abstrahlorte feststellen:

- Die betriebsbedingten Vibrationen des Motors und seiner Nebenaggregate werden über die Aggregatlagerung sowie über den im Motorraum abgestrahlten Luftschall auf die Karosserie übertragen.
- Im Fahrbetrieb bewirken Unebenheiten der Fahrbahnoberfläche die Anregung von Körperschall, der über die Elastizitäten des Rades und der Radaufhängung ebenfalls in die Karosseriestruktur eingeleitet wird.
- Verwirbelungen infolge der aerodynamischen Anströmung durch den Fahrtwind sowie Wettereinflüsse (Regen, Hagel) sorgen für eine direkte Anregung der Fahrzeugoberflächen.

Diese Vibrationsenergien führen an „schwingungsfreudigen“ Karosserieteilen, beispielsweise der flächigen Struktur des Fahrzeugdaches, zu frequenzspezifischen Vergrößerungen der Schwingwegamplituden und dadurch zu einer Erhöhung des in den Innenraum abgestrahlten Luftschalls. Dieser kann mittels Kunstkopf-Mikrofonen an den Positionen gemessen und bewertet werden, an denen er auf den Menschen wirkt. Für die Untersuchung des taktil wahrgenommenen, tieffrequenten Körperschalls werden meist über Beschleunigungssensoren die Vibrationen der Lenkstange und des Armaturenbrettes erfasst. Eine weitere Möglichkeit besteht in der Auswertung der Beschleunigungen der Sitzschiene des Fahrersitzes [28]. In der Regel werden die gemessenen Signale in den Frequenzbereich überführt um hier spektrale Betrachtungen durchführen zu können [69]. Wie bereits von DIECKMANN [16] experimentell nachgewiesen wurde, bewirken vertikale Vibrationen besonders im Frequenzbereich von 2 ... 7 Hz eine als unangenehm empfundene Schwingungsanregung verschiedener Körperteile einer sitzenden Person.

Während für die Verhinderung der Luftschallabstrahlung in den Innenraum verschiedene passive und aktive Maßnahmen, die in der Regel an den flächigen schallemittierenden Karosserieteilen wie beispielsweise Autodach oder Windschutzscheibe selbst angreifen [63, 93], bekannt sind, wird für die Reduktion des Körperschalls in der Regel in dessen Übertragungspfad eingegriffen. Die Transferpfadanalyse, die auf Basis von gemessenen Frequenzgängen zwischen Erregung und Antwortsignal für verschiedene Orte auf der Prüfstruktur durchgeführt werden kann, lässt eine Bewertung des Körperschallübertragungsverhaltens eines Messobjektes zu. Bei der Untersuchung komplexer Strukturen, wie in diesem Fall einer Fahrzeugkarosserie, führt dies schnell zu einem vieldimensionalen Problem. Hier liefern die Koppellelemente, die die Vibrationsquellen von der passiven Struktur isolieren sollen, ein gutes Schallreduktionspotential, da sie als diskrete Einleitungspunkte der Körperschalle betrachtet werden können. Für die motor- und straßenerregten Körperschalleinträge kann durch eine Modifikation der elastischen Aggregatlagerung oder des elastischen Fahrwerks eine Verbesserung des gesamtakustischen Innenraumeindrucks erreicht werden. [21, 96]

Vor diesem Hintergrund werden in dieser Arbeit die über die Motorlager übertragenen Kräfte als körperschallverursachende Größe untersucht. Das Erreichen einer Reduktion dieser dynamischen Kraftanteile wird als Regelziel formuliert.

### 3.2 Fahrzeugkoordinatensysteme

Das dynamische Verhalten eines mit dem entwickelten aktiven Motorlager ausgestatteten Fahrzeugs wird im Laufe der folgenden Abschnitte anhand von vereinfachten Ersatzmodellen approximiert. Die analytische Beschreibung dieser Schwingungssysteme ermög-

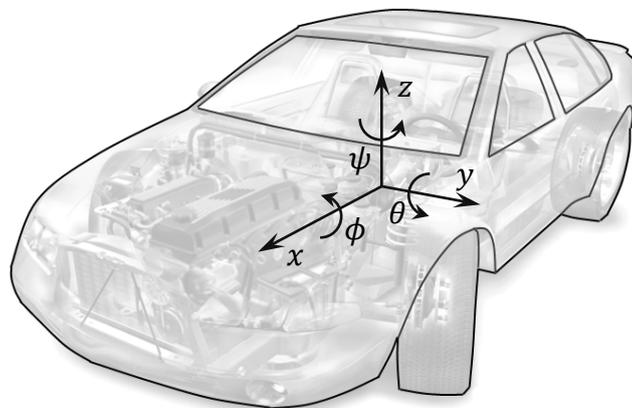


Abbildung 2: Aufbaufestes Koordinatensystem

licht den Einsatz von modellbasierten Reglerentwurfverfahren. Damit eine Beschreibung der absoluten Bewegung des Fahrzeugkörpers und der Modellmassen im Raum sowie deren Relativbewegung zueinander ermöglicht wird, ist die Definition verschiedener Koordinatensysteme erforderlich. Zunächst wird ein globales, ortsfestes Inertialsystem eingeführt, um die Absolutbewegungen der Modellkörper beschreiben zu können. Für die im Rahmen dieser Arbeit durchgeführte Untersuchung der Motorlagerkräfte sind in erster Linie die Modellmassen des Fahrzeugaufbaus und des Aggregats von Bedeutung. Für diese werden körperfeste Koordinatensysteme in den jeweiligen Masseschwerpunkten definiert. Dadurch wird eine lokale Beschreibung ihrer Bewegungen in den modellierten Freiheitsgraden ermöglicht. Die verwendete Nomenklatur stützt sich auf die hierfür gültige DIN ISO 8855 [18], wonach die  $x$ -Achse des Koordinatensystems per Definition in Fahrtrichtung orientiert ist und die  $z$ -Achse nach oben zeigt. In der Abbildung 2 ist das Beispiel eines solchen körperfesten, orthogonalen Systems für den Aufbaukörper mit der Bezeichnung der Wank-, Nick- und Gierwinkel dargestellt. Für weitere in der Modellbildung berücksichtigte Körper werden äquivalente körperfeste Bezugssysteme im jeweiligen Masseschwerpunkt definiert. Die geometrische Lage der Angriffspunkte der Kräfte an einen Körper wird lokal auf diese bezogen bestimmt. Aus den Relativbewegungen der modellierten Körper zueinander erfolgt später die Berechnung der Verschiebungen sowie der Verschiebungsgeschwindigkeiten der oberen und unteren Lagerpunkte und der daraus in den elastischen und kinematischen Verbindungselementen entstehenden Reaktionskräfte. Dazu müssen die lokalen Koordinatensysteme in einander überführt werden. [64]

Für die Transformation von in körperfesten Bezugssystemen beschriebenen Bewegungen, in die später als Systemzustände der analytischen Modelle eingeführte Inertialsystembezogenen Größen, werden nach SCHRAMM [83] drei ebene Elementardrehungen durchgeführt. Hierzu werden die als Kardanwinkel  $\phi, \theta, \psi$  bezeichneten Verdrehungen der Körper zum Inertialsystem genutzt. Nachdem die Ursprungspunkte der beiden zu transformierenden lokalen Koordinatensysteme anhand der lateralen Freiheitsgrade  $x, y, z$  ineinander verschoben wurden, erfolgen die Drehungen. Die konsekutive Abfolge der Drehungen resultiert in einer multiplikativen Verknüpfung der drei Drehmatrizen der Teiltransformationen. Für die Transformation eines körperbezogenen Punktes vom motorfesten Koordinatensystem  $(\cdot)_M$  oder vom aufbaufesten Koordinatensystem  $(\cdot)_A$  in das Inertialsystem  ${}^0(\cdot)$  ergeben sich demnach die quadratischen Transformationsmatrizen  ${}^0\mathbf{T}_M$  beziehungsweise  ${}^0\mathbf{T}_A$ , beide mit der Dimension  $3 \times 3$ . Im Folgenden werden im Sin-

ne der Übersichtlichkeit folgende Abkürzungen der Winkelfunktionen genutzt:  $s\phi = \sin\phi$  und  $c\phi = \cos\phi$ . Damit kann die Matrix  ${}^0\mathbf{T}_{M,A}$  in kurzer Notation nach Gleichung (3.1) angegeben werden.

$${}^0\mathbf{T}_{M,A} = \begin{bmatrix} c\psi c\theta & -s\psi c\phi + c\psi s\theta s\phi & s\psi s\phi + c\psi s\theta c\phi \\ s\psi c\theta & c\psi c\phi + s\psi s\theta s\phi & -c\psi s\phi + s\psi s\theta c\phi \\ -s\theta & c\theta s\phi & c\theta c\phi \end{bmatrix} \quad (3.1)$$

Die Rücktransformation vom Inertialsystem in ein körperfestes Bezugssystem erfolgt über die Transformationsmatrix  ${}^{M,A}\mathbf{T}_0$ . Hierfür ist die Inverse der Matrix  ${}^0\mathbf{T}_{M,A}$  erforderlich. Unter Ausnutzung der Orthogonalitätseigenschaft der Transformationsmatrizen kann die Inverse durch die Transponierte wie in (3.2) und (3.3) ausgedrückt werden.

$${}^{M,A}\mathbf{T}_0 = ({}^0\mathbf{T}_{M,A})^{-1} = ({}^0\mathbf{T}_{M,A})^T \quad (3.2)$$

$${}^{M,A}\mathbf{T}_0 = \begin{bmatrix} c\psi c\theta & s\psi c\theta & -s\theta \\ -s\psi c\phi + c\psi s\theta s\phi & c\psi c\phi + s\psi s\theta s\phi & c\theta s\phi \\ s\psi s\phi + c\psi s\theta c\phi & -c\psi s\phi + s\psi s\theta c\phi & c\theta c\phi \end{bmatrix} \quad (3.3)$$

Die trigonometrischen Funktionsausdrücke in den Elementen der Transformationsmatrizen können für kleine Auslenkungen um den Arbeitspunkt  $\phi_0 = 0 \text{ rad}$ ,  $\theta_0 = 0 \text{ rad}$ ,  $\psi_0 = 0 \text{ rad}$  angenähert werden. Die nach dem ersten Glied abgebrochene TAYLOR-Reihenentwicklung liefert hierfür die linearen Transformationsmatrizen nach (3.4).

$${}^0\mathbf{T}_{M,Alin} = \begin{bmatrix} 1 & -\psi & \theta \\ \psi & 1 & -\phi \\ -\theta & \phi & 1 \end{bmatrix}, \quad {}^{M,A}\mathbf{T}_{0lin} = \begin{bmatrix} 1 & \psi & -\theta \\ -\psi & 1 & \phi \\ \theta & -\phi & 1 \end{bmatrix} \quad (3.4)$$

Mit diesen linearisierten Darstellungen können Verschiebungen und Rotationen der berücksichtigten Modellkörper von den körperfesten Koordinatensystemen in das ortsfeste Inertialsystem und umgekehrt transformiert werden. So wird im Anschluss an eine Verschiebung der Koordinatenursprünge ineinander, der Ortsvektor  ${}^M_M\mathbf{r}_i$  im körperfesten Bezugssystem des Motors durch die Multiplikation mit der linearisierten Transformationsmatrix in das Inertialsystem gedreht.

$$\underline{r}_{Mi} = {}^0\mathbf{T}_{Mlin} {}^M_M\underline{r}_{Mi} \quad (3.5)$$

Der Ortsvektor  $\underline{r}_{Mi}$  beschreibt dann die Lage eines Punktes des Motorkörpersystems, beispielsweise die Position des oberen Kraftangriffspunktes einer Lagerstelle, in globalen Koordinaten. Bei der Modellbildung in Abschnitt 5.1 wird auf diese Beziehungen zurückgegriffen, um die ZR-Beschreibungen des mechanischen Systems aufzustellen und die Reaktionskräfte der Verbindungselemente zu bestimmen.

### 3.3 Piezoelektrische Aktuatoren

Die Erzeugung der dynamischen Stellkraft im entwickelten aktiven Motorlager erfolgt durch piezokeramische Aktuatoren. Entdeckt wurden die piezoelektrischen Materialeigenschaften im Jahre 1880 von den Gebrütern CURIE bei Versuchen mit Kristallen der Turmalingruppe. Sie stellten fest, dass die Kristalle unter der Einwirkung äußeren Drucks mit einer Ladungsträgertrennung reagieren. Wenig später konnten diese Eigenschaften auch an Quarz, Topas und Seignettesalz nachgewiesen werden. Dieses Materialverhalten resultiert aus der sich infolge einer mechanischen Belastung einstellenden Verzerrung der asymmetrischen Kristallgitterstruktur, welche durch die Verschiebung der Ladungsschwerpunkte zur Ausbildung von elektrischen Dipolen führt [35]. Diese als direkter piezoelektrischer Effekt bezeichnete Wandlung mechanischer Verformung in einen elektrischen Potentialunterschied ist auch umkehrbar. Die Materialdehnung infolge eines angelegten elektrischen Feldes wird als inverser piezoelektrischer Effekt bezeichnet. Abbildung 3 zeigt die Verzerrung der Kristallzelle des Blei-Zirkonat-Titanat (PZT) ober- und unterhalb der materialspezifischen CURIE-Temperatur  $\vartheta_C$ . Das PZT besteht aus Bleiatomen in einer kubischen Raumstruktur, kubisch-flächenzentrierten Sauerstoffatomen und einem Zirkonium- beziehungsweise Titanatom. Oberhalb von  $\vartheta_C$  besitzt das Material keine piezoelektrischen Eigenschaften, da der Kristall hier eine kubisch raumzentrierte Gitterstruktur annimmt. Unterhalb dieser Temperatur liegt eine tetragonale Gitterstruktur vor. Hier ist durch die Verschiebung des zuvor raumzentrierten Atoms eine Polarisation des Materials möglich. Die CURIE-Temperatur des später beim Aufbau des aktiven Lagerinterfaces genutzten Materials PIC 151 beträgt laut Datenblatt [74] etwa 250 °C. Damit liegt sie deutlich über den, während des Betriebs des Lagers erreichten Temperaturen im unteren zweistelligen °C-Bereich. Es ist für die Gewährleistung der Funktion der Aktuatoren erforderlich, dass ihre Betriebstemperatur in hinreichend weiten Temperaturabstand



a.) zentrosymmetrisch kubisch (oberhalb  $\vartheta_C$ )

b.) tetragonal (unterhalb  $\vartheta_C$ )

Abbildung 3: Kristallstruktur des Blei-Zirkonat-Titanat

zur CURIE-Temperatur liegt, da auch schon vor dem Erreichen dieser kritischen Temperaturschwelle ein teilweiser Verlust der piezoelektrischen Eigenschaften des Materials beobachtet werden kann.

Ausschlaggebend für die Ausprägung der elektromechanischen Kopplung ist die gleichsinnige Orientierung der WEISS'schen Bezirke der kristallinen Struktur. Zunächst ist die Orientierung dieser Domänen im Material theoretisch stochastisch verteilt. Dadurch kompensieren sich die Effekte nach außen, das Material weist also keine messbaren piezoelektrischen Eigenschaften auf. Durch das Anlegen eines starken äußeren elektrischen Feldes lassen sich die Domänen jedoch gleichsinnig in Feldrichtung ausrichten. Diese Polarisation ist remanent und ermöglicht den Einsatz des Materials als Aktuator-, beziehungsweise Sensorwerkstoff. Ein geeignet polarisierter piezoelektrischer Kristallverbund reagiert nach Anlegen eines elektrischen Feldes mit einer entsprechenden Längenänderung. Es wird hierbei zwischen dem Longitudinaleffekt, der die Längenänderung des Kristalls in Richtung des elektrischen Feldes beschreibt, sowie dem aus der Volumenkonstanz ableitbaren, quer zur Feldrichtung auftretenden Transversaleffekt unterschieden.

Wird die sich einstellende Längenänderung  $\Delta L$  über der angelegten elektrischen Spannung  $V$  für den gesamten Großsignalbereich aufgetragen, ergibt sich eine für piezokeramische Werkstoffe typische Schmetterlingskurve nach Abbildung 4. Sie bildet Sättigungseffekte sowie die bei hohen, entgegen der Polarisationsrichtung orientierten, elektrischen Spannungen auftretende Umpolarisation des Materials ab. Für Betriebsspannungen in dem markierten Bereich werden vereinfachte lineare Approximationen genutzt, um das Verhalten der Keramik zu beschreiben. [36, 80]

Die im aktiven Motorlager eingesetzten Aktuatoren nutzen den inversen piezoelektrischen Transversaleffekt für die Kraftgenerierung. Eine Beschreibung des Materialverhaltens erfolgt für den hier genutzten Arbeitsbereich der Piezoelektrika mittels der linearen

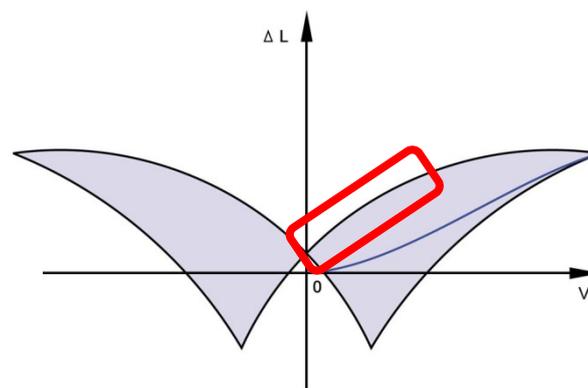


Abbildung 4: Schmetterlingskurve mit linearem Arbeitsbereich [73]

konstitutiven Gleichungen (3.6) und (3.7). Für dieses mathematische Modell wurden zunächst im IEEE Standard [2] und später auf dieser Grundlage in der DIN EN 50324 [10] einheitliche Bezeichnungen der physikalischen Größen und der Indizierungen vereinbart.

$$S_p = s_{pq}^E T_q + d_{kp} E_k \quad (3.6)$$

$$D_i = d_{iq} T_q + \varepsilon_{ik}^T E_k \quad (3.7)$$

$$\text{mit } i = 1 \dots 3, \quad j = 1 \dots 3, \quad k = 1 \dots 6, \quad p = 1 \dots 6, \quad q = 1 \dots 6$$

Die mechanische Dehnung  $S$  wird als Addition eines linearelastischen, von der mechanischen Spannung  $T$  abhängigen HOOKE'schen Verhaltens und eines, von der elektrischen Feldstärke  $E$  abhängigen Kopplungsterms beschrieben. Die mechanische Nachgiebigkeit  $s$  und die piezoelektrische Ladungskonstante  $d$  werden hierbei als über den betrachteten Arbeitsbereich konstant angenommen. Die dielektrische Verschiebung  $D$  wird in Abhängigkeit der elektrischen Feldstärke  $E$  und der ebenfalls als konstant behandelten Permittivität  $\varepsilon$  der Keramik, sowie einem mechanischen Kopplungsterm beschrieben. Die Raumrichtungen werden jeweils als Indizierung angegeben, wobei der Index 3 gemäß der Konvention für die Polarisationsrichtung genutzt wird, während die Richtungen 1 und 2 quer dazu definiert sind. Die Indizes 4 bis 6 beschreiben hier die Torsionsfreiheitsgerade um die drei Hauptachsen.

Von der Industrie werden piezokeramische Aktuatoren in verschiedenen Ausführungen, Bauformen und Größen angeboten. Im Folgenden werden die Unterschiede zwischen zwei prinzipiellen Grundbauformen: Der monolithischen Keramik und dem geschichteten Multilayer-Aktuator nach Abbildung 5 dargestellt. Damit wird die spätere Auswahl der im aktiven Motorlager eingesetzten Aktuatoren motiviert. Die sich einstellende Dehnung des Materials und der daraus resultierende Stellweg des Aktuators sind von der im Material herrschenden elektrischen Feldstärke abhängig. Daraus folgt, dass sich eine Verringerung der piezokeramischen Schichtdicken bei gleicher Eingangsspannung positiv auf den Stellweg des Aktuators auswirkt. Dieses Prinzip liegt der Entwicklung der geschichteten Piezokeramiken zugrunde (Abbildung 5b). Durch eine wechselsinnige Orientierung der Polarisation und eine entsprechend ausgeführte Kontaktierung der einzelnen Schichten wird die zum Erreichen der Stellwege erforderliche Ansteuerspannung deutlich gesenkt. Gleichzeitig erhöht sich die Kapazität des Aktuators, da die einzelnen Schichten elektrisch als Parallelschaltung von Kondensatoren modelliert werden können. Für eine hochdynamische Ansteuerung muss dies bei der Auslegung der Leistungselektronik be-

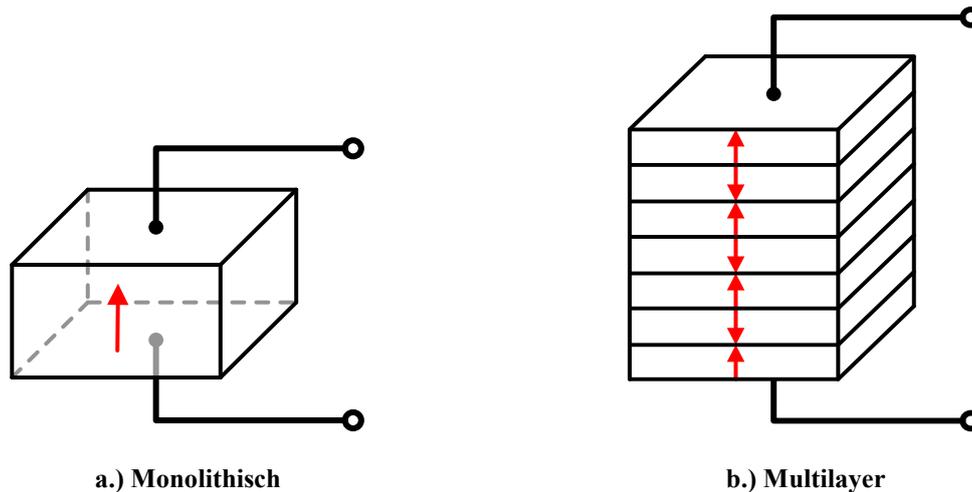


Abbildung 5: Aktuator-Bauformen mit Polarisationsrichtung

rücksichtigt werden, da mit zunehmender Frequenz die Leistungsaufnahme der piezoelektrischen Elemente steigt. Die elektrische Feldstärke wird nach oben durch die Durchschlagfestigkeit des Materials begrenzt. Daraus kann für die eingesetzte Keramik bei einer entsprechenden Isolierung gegen die umgebende Atmosphäre eine nutzbare Feldstärke im Bereich bis  $2 \frac{kV}{mm}$  abgeleitet werden.

Für den frei gelagerten Aktuator wird der maximale Stellweg erreicht, da es keine der Materialdehnung entgegen wirkenden Widerstandskräfte gibt. Wird der elektromechanische Wandler als Kraftsteller eingesetzt, muss er mit einer dem Anwendungsfall entsprechenden Elastizität in Reihe geschaltet werden. In Abbildung 6 ist anhand der Aktuatorkennlinien für den Fall der freien Lagerung (A) und den federvorgespannten Fall (B) die daraus resultierende Veränderung der Stellkraft und des Stellweges dargestellt. Für eine

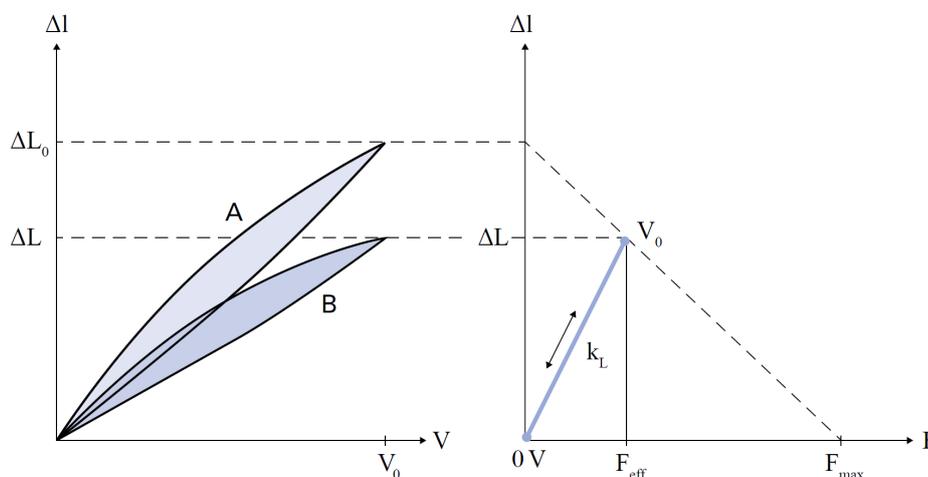


Abbildung 6: Aktuatorkennlinie (A - ohne Vorspannung; B - gegen eine Elastizität) [73]

gleichbleibende Ansteuerspannung  $V_0$  wird im Fall A die maximale Längenänderung  $\Delta L_0$  erreicht. In diesem Punkt wird vom Aktuator jedoch keine Kraft gestellt. Im Fall B ist infolge der Lastelastizität der Stellweg auf  $\Delta L$  reduziert, dafür wird eine Kraft  $F_{eff}$  generiert. Da die Steifigkeit des keramischen Aktuatormaterials  $k_A$  um Größenordnungen über der Laststeifigkeit  $k_L$  liegt, kann nach Gleichung (3.8) abgeschätzt werden, dass die Stellwegreduktion durch die Reihenschaltung der Elastizitäten gering ausfällt.

$$\Delta L \approx \frac{k_A}{k_A + k_L} \Delta L_0 \quad (3.8)$$

Die im rechten Diagramm der Abbildung 6 dargestellte Kurve ist die Arbeitskurve des vorgespannten Aktuators, die sich bei einer Ansteuerung mit einer elektrischen Spannung bis  $V_0$  einstellt. Ihr Anstieg entspricht für  $k_A \gg k_L$  in etwa der Steifigkeit der Lastelastizität  $k_L$ . In der Modellbildung für das aktive Motorlager werden die hier zusammengefassten linearen Materialmodelle der Piezokeramik Anwendung finden. Mit ihnen wird die elektromechanische Kopplung des Aktuatormodells und der Beschreibung des mechanischen Verhaltens des Schwingungssystems der Modellkörper vollzogen.

#### 3.4 Simulated Annealing

Für die Minimierung des Wertes einer Kostenfunktion  $J$  sind eine Reihe von linearen und nichtlinearen Optimierungsverfahren etabliert worden. Sie werden genutzt, um die Parameter  $\underline{p}$  des Optimierungsproblems so zu bestimmen, dass eine optimale oder quasioptimale Lösung gefunden wird. Die Auswahl des Verfahrens muss hierbei problemspezifisch erfolgen. Bei Problemen die Konvexitätseigenschaften wie sie ALT [1] darstellt aufweisen, kann die Eindeutigkeit der Lösung gezeigt werden. Das hier durch analytische Verfahren gefundene lokale Minimum entspricht in diesen Fällen der globalen Lösung des Problems. Kostenfunktionen mit einfacher Struktur und kleinen Parameterraum können mit hierfür geeigneten Verfahren sehr schnell gelöst werden. Liegt ein komplexes Optimierungsproblem vor, ist es von vielen Parametern abhängig oder sind restringierende Nebenbedingungen formuliert, so existieren meist neben dem globalen Minimum eine Reihe von lokalen Minima der Kostenfunktion. Speziell für diesen Fall wurden verschiedene nichtlineare Verfahren entwickelt, die auf Basis numerisch-iterativer Ansätze die Minimierung des Wertes der formulierten Kostenfunktion erreichen. Es kann sich bei einer gefundenen Lösung allerdings neben dem globalen Minimum auch um ein Neben-

optimum, eine lokal minimale Lösung handeln. Ist dies der Fall, spricht man von der quasioptimalen Lösung des Problems. Für Algorithmen, bei denen der Parametersatz des nächsten Schrittes in einer aus der momentanen Lösung bestimmten Suchrichtung liegt, ergibt sich allgemein die Schwierigkeit, von einem solchen Nebenoptimum aus weiterzusuchen. Zur Vermeidung dieses „Festhängens“ des Algorithmus in einem lokalen Minimum können eine Reihe von Ansätzen für metaheuristische Suchverfahren genutzt werden. Dazu gehören zum Beispiel genetische Verfahren oder das von GLOVER und MCMILLAN [25] vorgestellte *tabu search* Verfahren, bei dem durch das zeitlich begrenzte Aussetzen einer als „optimal“ bekannten Lösung die Suche nach weiteren Minima ermöglicht wird.

Die Parameteridentifikation für die in dieser Arbeit durchgeführte Modellbildung kann aufgrund des großen Parameterraumes und der später dargestellten komplexen Verknüpfungen der Parameter untereinander als ein komplexes Optimierungsproblem mit einer Vielzahl lokaler Minima charakterisiert werden. Da in diesem Fall gradientenbasierte Verfahren ungeeignet sind, wird hierfür der von KIRKPATRICK et al. [45] vorgestellte *Simulated Annealing* Ansatz genutzt. Das Verhalten der Optimierungsparameter und des Wertes von  $J(\underline{p})$  kann hierbei als äquivalent zum physikalischen Abkühlungsverhalten einer Schmelze interpretiert werden, in der anfangs freie Teilchenbewegungen möglich sind, die aber über die Zeit, mit sinkender Temperatur der Schmelze, zunehmend unterbunden werden. Das SA-Verfahren gehört ebenfalls zu den metaheuristischen Suchverfahren und basiert auf einer freien stochastischen Variation der Optimierungsparameter. Der für den neuen Iterationsschritt bestimmte Wert der Kostenfunktion, der sich demnach ebenfalls stochastisch entwickeln kann, wird mit dem Kostenfunktionswert des vorherigen Schrittes verglichen und der zugrundeliegende Parametersatz für diesen Schritt wird nach bestimmten Entscheidungsparadigmen übernommen oder verworfen. Hierfür wird eine Variante des METROPOLIS-Kriteriums nach Gleichung (3.9) genutzt, welches die Wahrscheinlichkeit  $P_A$  angibt, mit der der neue Satz der Optimierungsparameter übernommen wird. METROPOLIS et al. [61] schlagen diese Formulierung als, von der Energiedifferenz  $\Delta\mathcal{H}$  zwischen zwei Schritten abhängige Größe für die Variation von Zuständen physikalischer Systeme vor, so dass diese dann einer BOLTZMANN-Verteilung entsprechen.

$$P_A = \min \left\{ 1, \exp \left( -\frac{\Delta \mathcal{H}}{k_B \vartheta} \right) \right\} \quad (3.9)$$

Für das SA-Verfahren wird an Stelle der Energiedifferenz  $\Delta \mathcal{H}$  die Differenz der Kostenfunktionswerte  $\Delta J$  des aktuellen und des vorherigen Schrittes genutzt.

$$\Delta J = J(\underline{p}_k) - J(\underline{p}_{k-1}) \quad (3.10)$$

Weiterhin kann nach SCHNEIDER et al. [82] die in der originalen Formulierung genutzte BOLTZMANN-Konstante  $k_B$  substituiert werden, da die Temperatur für die Anwendung im Optimierungsalgorithmus lediglich einen Tuning-Parameter des Verfahrens darstellt. Es wird hier eine Formulierung der Wahrscheinlichkeit nach (3.11) genutzt.

$$P_A = \min \left\{ 1, \exp \left( -\frac{\Delta J}{\vartheta_{sim}} \right) \right\} \quad (3.11)$$

Während der stochastischen Variation der Optimierungsparameter  $\underline{p}$  im zulässigen Parameterraum wird stets der neue *optimalere* Parametersatz übernommen, falls es zu einer Verbesserung des Kostenfunktionswertes ( $\Delta J \leq 0$ ) kommt. Jedoch wird auch eine Verschlechterung des Kostenfunktionswertes ( $\Delta J > 0$ ), mit der von der Simulationstemperatur  $\vartheta_{sim}$  abhängigen Wahrscheinlichkeit  $P_A$  zugelassen. In diesem Fall wird der *schlechtere* Parametersatz als Ausgangslösung für den nächsten Schritt gewählt. Diese Eigenschaft des Verfahrens auch Verschlechterungen des Kostenfunktionswertes zuzulassen, ermöglicht das „Verlassen“ eines lokalen Minimums. Die Simulationstemperatur  $\vartheta_{sim}$  wird über die Iterationsschritte stetig abgesenkt, so dass die Wahrscheinlichkeit der Akzeptanz von Verschlechterungen mit fortlaufender Optimierungsdauer abnimmt. Durch die Wahl der Simulationstemperatur, der Anzahl der Iterationen und die Formulierung der Abkühlungsbeziehung kann das Verhalten des Algorithmus signifikant beeinflusst werden. Wird eine hohe Starttemperatur und ein kleiner Temperaturgradient gewählt, ist die Wahrscheinlichkeit des Zulassens einer Verschlechterung der Kostenfunktion zwischen zwei Iterationsschritten für große Teile der Laufzeit des Algorithmus erhöht. Ausschlaggebend für die Qualität der gefundenen quasioptimalen Lösung ist neben den hier als Struktur des Optimierungsproblems bezeichneten mathematischen Abhängigkeiten (Lage und Abstand der lokalen Minima) und der Empfindlichkeit des Kostenfunktionswertes  $J(\underline{p})$  auf Variation der Parameter, auch die am Ende der Iterationen herrschende Simulationstemperatur  $\vartheta_{sim}$ . Über den Abkühlungsgradienten wird die Konvergenzgeschwindigkeit des Verfahrens beeinflusst, da mit zunehmend geringerer Temperatur nur noch Verbesserungen von

$J(\underline{p})$  zugelassen werden. Ein weiterer Parameter des Verfahrens ist die Standardabweichung der stochastischen Parametersprünge. Sie bestimmt wie groß der Radius um den aktuellen Parameter ist, in dem der neue Wert gewählt wird. Damit eine vom Betrag des jeweiligen Parameters unabhängige und gleichmäßige Variation über den gesamten zulässigen Parameterraum erfolgt, wird eine Skalierung der einzelnen Komponenten des Parametervektors vorgeschlagen. So können die aufgrund der genutzten physikalisch-analytischen Modellbildung in ihren Einheiten zum Teil um mehrere Größenordnungen unterschiedlichen Optimierungsparameter mit dem gleichen Varianzansatz behandelt werden. Für die Einschränkung auf einen zulässigen Parameterraum werden weiterhin obere und untere Grenzen für jeden Optimierungsparameter definiert, innerhalb der die zufällige Variation erfolgt. Dadurch können beispielsweise negative Steifigkeitswerte, die gegebenenfalls eine mathematische, aber keine physikalisch sinnvolle Lösung darstellen, als Parametrierung für elastische Kopplungselemente ausgeschlossen werden.

Des Weiteren erfüllt das SA-Verfahren die Eigenschaft der Ergodizität nach EHRENFEST. Dies bedeutet allgemein, dass die Lösung eines Problems über eine Mittelwertbildung entweder von einer Datenreihe mit vielen Werten oder vielen parallelen Datenreihen mit jeweils wenigen Datenpunkten gefunden werden kann. Für die Anwendung auf das hier eingesetzte SA-Verfahren ergibt sich daraus die Möglichkeit, sowohl die Anzahl der Iterationsschritte als auch die Anzahl der Iterationsdurchläufe zu variieren, um das gesuchte quasioptimale Ergebnis zu ermitteln [82]. Bei der in dieser Arbeit durchgeführten Identifikation der Systemparameter leitet sich daraus die rechenzeitabhängige Wahl der Anzahl der Iterationsschritte in den in später eingeführten Optimierungsphasen ab.

### 4 Konzeption und Aufbau eines aktiven Motorlagers

Dieses Kapitel stellt sowohl die allgemeinen als auch die speziellen, aus den Betriebsszenarien am Realfahrzeug entstehenden Anforderungen an eine aktive Motorlagerung dar. Hieraus werden der Aufbau und das kinematische Grundmodell des Lagerinterfaces entwickelt und vorgeschlagen, sowie geeignete Prüfstandsumgebungen für die experimentellen dynamischen Untersuchungen abgeleitet. Der in dieser Arbeit vorgestellte Ansatz zur Darstellung eines Interfaces zur Reduktion der, von der VKM in die passive Karosseriestruktur eingeleiteten Körperschalle nutzt piezokeramische Aktuatoren, um einen aktiven Kraftertrag im Kraftflusspfad zu generieren. Dadurch werden eine Beeinflussung des Schwingungsverhaltens des so gelagerten Aggregats und eine Reduktion der übertragenen dynamischen Kräfte an der Unterseite der Motorlager ermöglicht. An diesen Einleitungspunkten der Körperschallenergien in die Fahrzeugstruktur wird ein aktiver Eingriff genutzt, um eine Absenkung des motorerregten Gesamtschalldruckpegels im Innenraum zu erreichen.

Für die Einbaulage einer VKM im Fahrzeug haben sich zwei grundsätzliche Ansätze etabliert [6]. Das Aggregat kann als Quereinbau, bei dem die Kurbelwellenachse quer zur Fahrtrichtung orientiert ist, im Fahrzeug fixiert werden. Die Lagerung so verbauter Aggregate erfolgt im Regelfall durch zwei Stimmlager, links und rechts am Motor-Getriebe-Verbund, welche die statischen und dynamischen Lasten stützen. Zusätzlich wird bei dieser Bauform oft eine Drehmomentenstütze eingesetzt, die von einem seitlich liegenden Lager getragen wird und eine übermäßige Torsion des Aggregats infolge des erzeugten Motordrehmomentes verhindern soll. Des Weiteren werden Motoren im Längseinbau konstruiert, bei dem die Kurbelwellenachse in Fahrtrichtung orientiert ist. Diese Bauform wird insbesondere für Aggregate mit großem Hubraum und großer Zylinderzahl genutzt, da hier dem erhöhten Bauraumbedarf des Triebwerks und der angeflanschten Getriebeeinheit besser Rechnung getragen werden kann. Bei dieser Konfiguration werden im Pkw-Bereich meist zwei seitlich liegende Hauptlager und ein in der Kurbelwellenachse liegendes, oder zwei seitliche Getriebelager eingesetzt. Die Konzeption des in dieser Arbeit vorgeschlagenen aktiven Motorlagers erfolgt für ein seitlich liegendes Hauptlager,

welches durch ein auftretendes Motormoment, sowie die freien Kräfte am Aggregat, über die Motorstützen primär vertikal belastet wird.

### 4.1 Anforderungsprofil für körperschallreduzierende Motorlagerungen

Für den prinzipiellen konstruktiven Aufbau eines aktiven Lagerinterfaces müssen die im Betrieb hierauf wirkenden Belastungen ein wichtiges Entwicklungsmoment im Designprozess darstellen. Die an den Lagerpunkten des Motors auftretenden Kräfte können nach ihrer Art in statische, quasistatische und dynamische Lasten unterschieden werden.

Zu den statischen Lasten zählen die aus dem Eigengewicht des gestützten Aggregats, der Getriebeeinheit sowie aller Anbauteile resultierenden, durch die Gewichtskraft bestimmten, Belastungen. Diese führen zu einer Grundeinfederung der Lagerelemente.

Das von der VKM erzeugte mittlere Effektivdrehmoment ist das für den Vortrieb des Fahrzeugs genutzte Antriebsmoment und wird über die Motorstützen auf die seitlichen Lager übertragen. Je nach Motorseite stellt sich hierbei eine ziehende beziehungsweise belastende Krafrichtung ein. Für Fahrzustände konstanter Drehzahl und gleichbleibender Fahrwiderstandskraft ergibt sich daraus ein quasistatischer Belastungszustand der Lagerung. Ebenfalls als quasistatische Lasten werden die tieffrequenten Kraftverläufe, die infolge der Fahrzeugführung auf dem Höhenprofil der Straße auftreten, sowie die aus Zentripetalkräften bei Kurvenfahrten resultierenden Auslenkungen der Motormasse bewertet. Die diskutierten quasistatischen Lasten werden im Rahmen dieser Arbeit als arbeitspunktverschiebende Einflüsse bewertet. Die später durchgeführten Regelungsentwurfverfahren berücksichtigen diese Arbeitspunktabhängigkeit des Systems.

Als dynamische Lasten werden die Einflüsse des zeitlich hochaufgelösten Effektivdrehmomentes bezeichnet, welches für die motorseitige Einprägung von Körperschallanregungen in die Fahrzeugstruktur verantwortlich ist. Die auftretenden Störkräfte sollen im Folgenden ihrer Entstehung und ihres Frequenzcharakters nach untersucht werden. Des Weiteren kommt es infolge von Unebenheiten des Fahruntergrundes zu einer Weganregung an der Stelle des Reifen-Straße-Kontaktes, die über die Radaufhängung und das Fahrwerk auf den Aufbaukörper wirkt und in einer Verschiebung der Karosserie resultiert. Diese Einträge haben infolge der Massenträgheit des Aggregats eine Auswirkung auf die Kräfte an dessen Lagerstellen und können beispielsweise als von der Art des Straßenbelages abhängige Fußpunktanregungen in der Modellbildung berücksichtigt werden.



Mit dem Schubstangenverhältnis  $\lambda = \frac{r}{l}$  findet sich in Gleichung (4.4) eine Formulierung für einen, auf den Kurbelradius  $r$  bezogenen Ortspunkt des Kolbens  $x$ , in Abhängigkeit des Kurbelwinkels  $\Psi$ .

$$x = \frac{s_o}{r} = 1 - \cos \Psi + \frac{1}{\lambda} - \frac{1}{\lambda} \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \Psi} \quad (4.4)$$

Für die Kolbengeschwindigkeit gilt:

$$\dot{s}_o = \frac{ds_o}{dt} = \frac{ds_o}{d\Psi} \frac{d\Psi}{dt} \quad (4.5)$$

Unter der Annahme einer konstanten Kurbelwinkelgeschwindigkeit  $\frac{d\Psi}{dt} = \dot{\Psi} = \omega = \text{const}$  ergeben sich die Ableitungen des bezogenen Ortspunktes  $x$  nach der Zeit zu Kolbengeschwindigkeit  $x'$  und Kolbenbeschleunigung  $x''$  nach Gleichung (4.6) und (4.7).

$$x' = \frac{\dot{s}_o}{r\omega} = \sin \Psi + \frac{\lambda \sin \Psi \cos \Psi}{\sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \Psi}} \quad (4.6)$$

$$x'' = \frac{\ddot{s}_o}{r\omega^2} = \cos \Psi + \frac{\lambda \cos^2 \Psi - \lambda \sin^2 \Psi + \lambda^3 \sin^4 \Psi}{\sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \Psi}^3} \quad (4.7)$$

Die Zerlegung des dynamischen Effektivdrehmomentes in Gaskraft- und Massenträgheitskrafteinträge kann durch die Beschreibung des Tangentialdruckverlaufs  $p_T$  erfolgen. Dieser greift tangential am Kurbelzapfen an und kann aus dem Gastangentialdruck  $p_{TG}$  sowie dem Massentangentialdruck  $p_{TM}$  superpositioniert werden. Der Gaskraftanteil, der aus Verdichtungs- und Verbrennungsvorgängen im Brennraum resultiert, wirkt über die Kolbenfläche und das Pleuel auf den Kurbelwellenzapfen und kann aus dem Brennrauminnendruck  $p_G$  bestimmt werden. Der Massenkraftanteil gibt die Massenträgheitseinflüsse der oszillierenden Bauteile, deren Massen in  $m_o$  zusammengefasst sind, an. Im Einzelnen werden hier die Massen von Kolben, Kolbenringen, Kolbenbolzen, Kolbenbolzensicherungsring sowie ein oszillierender Pleuelmassenanteil berücksichtigt.

$$p_{TG} = p_G x' = p_G \left( \sin \Psi + \frac{\lambda \sin \Psi \cos \Psi}{\sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \Psi}} \right) \quad (4.8)$$

$$p_{TM} = \frac{m_o r \omega^2}{A_K} x' x'' \quad (4.9)$$

$$p_T = p_{TG} + p_{TM} \quad (4.10)$$

Das resultierende Effektivdrehmoment  $M_{eff}$  einer Einzylindermaschine kann unter Berücksichtigung mechanischer Verluste, in Form des Reibdruckverlustes  $p_r$ , nach Glei-

chung (4.11) dargestellt werden. Die Ermittlung der Reibverluste erfolgt in der Praxis über die Durchführung von Schleppversuchen am nicht befeuerten Aggregat [60].

$$M_{eff} = \left( p_T \frac{T_Z}{2} \pi - p_r \right) \frac{V_h}{T_Z \pi} = p_T \frac{V_h}{2} - p_r \frac{V_h}{T_Z \pi} \quad (4.11)$$

Für die Bestimmung des Drehmomentenverlaufs eines Mehrzylinderaggregats werden die indizierten Tangentialdruckverläufe der einzelnen Zylinder gemäß der Zündwinkel der VKM superpositioniert. Für einen R4-Motor ergibt sich so ein Drehmomentenverlauf wie er in Abbildung 8 über einem Arbeitsspiel von 720 °KW, für verschiedene Drehzahlen und Lastmomente dargestellt ist. Als Grundlage für die Berechnung ist auf einem Motorenprüfstand der Brennkammerdruck eines Zylinders eines 2.0l CR Diesellaggregats, in den verschiedenen Drehzahl-Drehmomenten-Betriebspunkten nach Tabelle 1, erfasst worden. Es muss auf das reduzierte Drehmoment für den ersten Betriebspunkt hingewiesen werden. Das untersuchte Aggregat ist nicht in der Lage bei der hier gewählten, geringeren Drehzahl, das geforderte Drehmoment zu leisten. In den dargestellten Effektivdrehmomentenverläufen führt der dadurch geringere Anteil aus dem reduzierten Gastangentialdruck zur Ausprägung geringerer Drehmomentenspitzen für den ersten Betriebspunkt.

Auf der Basis einer Prüfstandsmessung der Zylinderinnendrucke und einer anschließenden Mittelwertbildung über mehrere Arbeitsspiele, kann eine betriebspunktabhängige Modellierung des zu erwartenden Brennraumdruckes erfolgen. Bei Motoren ohne Zünd-

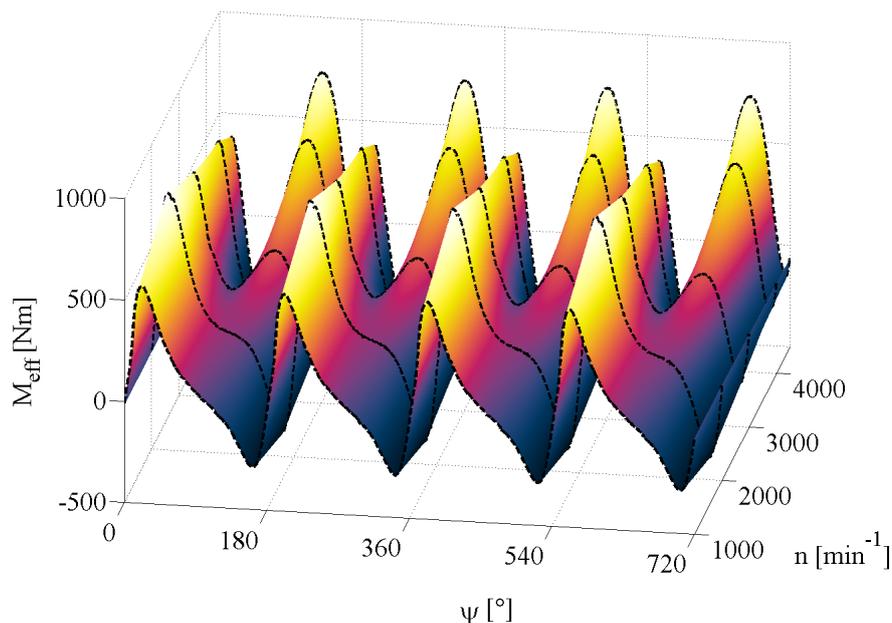


Abbildung 8: Effektivdrehmomentenverlauf des R4-Motors

Tabelle 1: Betriebspunkte der Brennraumdruckmessungen

$n \left[ \frac{1}{min} \right]$	$\bar{M}_{eff} [Nm]$	$p_{Gmax} [bar]$	$\bar{p}_G [bar]$
1000	90	66	6,5
2000	150	94	9,9
3000	150	100	10,5
4000	150	131	12,0
4500	150	137	12,5

drucküberwachung kann auf diese Weise eine aggregatspezifische Schätzung der auftretenden Gaskräfte durchgeführt werden. Durch den Ansatz der Superposition der Tangentialdruckverläufe des Einzylindertriebwerks werden stochastische Abweichungen im Zündverhalten des gemessenen Zylinders zwischen den Arbeitsspielen, sowie Zünd- und Brennverlaufunterschiede zwischen den einzelnen Zylindern ebenso vernachlässigt wie andere, okkasionell auftretende Ereignisse wie beispielsweise Zündaussetzer. Der in Abbildung 8 dargestellte Verlauf des dynamischen Drehmomentes zeigt deutlich den Übergang der dominierenden Tangentialdruckanteile von den Gaskrafteinflüssen im niederen Drehzahlbereich, zu den mit dem Quadrat der Kurbelwinkelgeschwindigkeit eingehenden Massenträgheitskräften im oberen Drehzahlbereich. Die infolge der Charakteristik des erzeugten Drehmomentes einer VKM auf die Motorlager wirkende Anregung kann demnach als drehzahl- und lastmomentabhängige Beziehung formuliert werden.

Zusätzlich hierzu bewirken die Massenträgheitskräfte der oszillierenden Bauteilmassen des einzelnen Zylinders eine Kraft  $F_{osz}$  nach Gleichung (4.12), die in Richtung der Zylinderachse wirkt und entsprechend der Kröpfungswinkel phasenrichtig zu den freien Massenkräften des Mehrzylindertriebwerks superpositioniert werden kann.

$$F_{osz} = m_o \ddot{s}_o = m_o r \omega^2 x'' \quad (4.12)$$

Der untersuchte Viertakt-R4-Motor mit der Zündfolge 1-3-4-2 besitzt zwischen den Zylinderpaaren 1-4 und 2-3 einen Winkelabstand von  $180^\circ$ . Infolge der aus diesem Kröpfungswinkel resultierenden diametralen Anordnung der oszillierenden Massen auf der Kurbelwelle werden die nach außen, auf die Aggregatlagerung wirkenden Massenträgheitskräfte der 1. Motorordnung (MO) bereits ausgeglichen. Die Kräfte der 2. MO addieren sich allerdings gleichsinnig und treten so nach MITSCHKE [65] als Hauptanregung an der Motorlagerung auf. Um dem entgegenzuwirken, werden wie in Abschnitt 2.1.1 darge-

legt oft Massenausgleichswellen eingesetzt, die mit der doppelten Motordrehzahl rotieren und so einerseits eine deutliche Reduktion der motorerregten Vibrationen bewirken, andererseits aber die Gesamtmasse und durch zusätzliche Reibung und Energiedissipation an den rotierenden Bauteilen den Gesamtwirkungsgrad des Aggregats negativ beeinflussen. Durch diese mechanische Maßnahme lassen sich jedoch die freien Massenkräfte der 2. MO weitestgehend kompensieren.

Für die Untersuchung der am Realsystem auftretenden Motorlagerlasten aus den Anregungen der VKM sind auf einem Prüfstand an einem befeuerten R4-Motor die, in die als passive Elastomerlager ausgeführte Aggregatlagerung eingeleiteten, vertikalen dynamischen Kräfte gemessen worden. Abbildung 9 zeigt die spektrale Amplitudenentwicklung der, während eines Drehzahlhochlaufs bis  $3600 \frac{1}{min}$  erfassten Lagerkraft. Das CAMPBELL-Diagramm verdeutlicht die Dominanz der drehzahlproportionalen Anregungsanteile, die als gefächerte lineare Verläufe im Autoleistungsdichtespektrum der Motorlagerkraft auftreten. In der Abbildung sind zur besseren Zuordnung zusätzlich die Motorordnungen mit den größten Kräfteinträgen gekennzeichnet. Da es sich beim untersuchten Aggregat um eine Bauform ohne Massenausgleichswellenmodul handelt, tritt die 2. MO als dominierender Anteil hervor. Auch die 4. und 6. Ordnung können als ausgeprägt identifiziert werden. Daneben sind aber sowohl die ungeraden als auch die halben MO zu erkennen. Diese resultieren aus dem dynamischen Motordrehmoment, welches nach Glei-

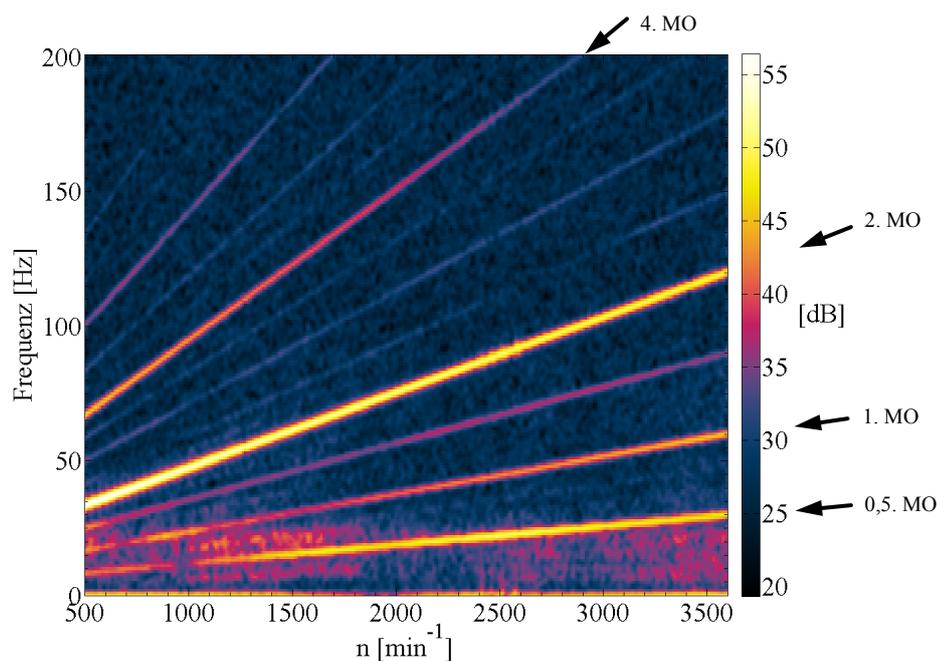


Abbildung 9: CAMPBELL-Diagramm der Motorlagerkraft in z-Richtung

chung (4.11) über die Tangentialdruckverläufe kurbelwinkel- und damit drehzahlabhängig berechnet werden kann. Es lässt sich festhalten, dass bis in Frequenzbereiche von mehreren hundert Hertz eine klare Separation der einzelnen MO im dynamischen Motorlagerkraftsignal möglich ist.

Wie experimentell bestätigt werden konnte, setzen sich die auf die Motorlagerung wirkenden Vibrationen aus der Überlagerung von freien Massenkräften und freien Motordrehmomenten der VKM zusammen. Das Anregungsspektrum eines R4-Motors lässt sich demnach als multitonal, aus ganzzahligen Vielfachen der halben MO synthetisierbar, charakterisieren. Für die weiteren Betrachtungen wird diese Eigenschaft sowohl bei der Konfiguration einer Prüfstandsumgebung für die vorgestellte aktive Motorlagerung als auch bei den in Abschnitt 6 vorgestellten Reglerentwurfverfahren genutzt. Mit der analytischen Beschreibung der auftretenden freien Kräfte und Momente am Triebwerk liegt ein Störgrößenmodell für die Schätzung der dynamischen Lagerbelastungen vor.

### 4.1.2 Einfederwege der Aggregatlagerung

Neben dem dynamischen Charakter der Belastungen eines Motorlagers müssen bei der Konstruktion des aktiven Lagerinterfaces auch die aus der Einbausituation und den Betriebszuständen der VKM entstehenden Anforderungen an die zulässigen Einfederwege berücksichtigt werden. Die Masse des Aggregats mit ihrer Lagerung kann vereinfacht als ein Masse-Feder-Dämpfer-System approximiert werden, welches von den im vorherigen Abschnitt dargestellten dynamischen Kräften zu Schwingungen angeregt wird. Es lassen sich hierfür einige Grundannahmen, die das Schwingungsverhalten der Motormasse betreffen, definieren:

- Durch die statischen und quasistatischen Lasten erfolgt in den Motorlagern eine mittlere Einfederung, die als lastmomentabhängige Arbeitspunktverschiebung interpretiert werden kann.
- Die auftretenden Schwingungen infolge der dynamischen Anregungen erfolgen um diesen Arbeitspunkt.
- Die Amplituden der dynamischen Einfederungen nehmen für höherfrequente Signale ab, da die Abstimmung einer Motorlagerung allgemein so erfolgt, dass die Starrkörpermoden des elastisch gelagerten Körpers unterhalb der Leerlaufdrehzahl der VKM liegen.

Zur Veranschaulichung dieses Sachverhaltes sind in Abbildung 10 die auf einem Motorprüfstand gemessenen dynamischen Einfederungen des linken Hauptlagers für verschie-

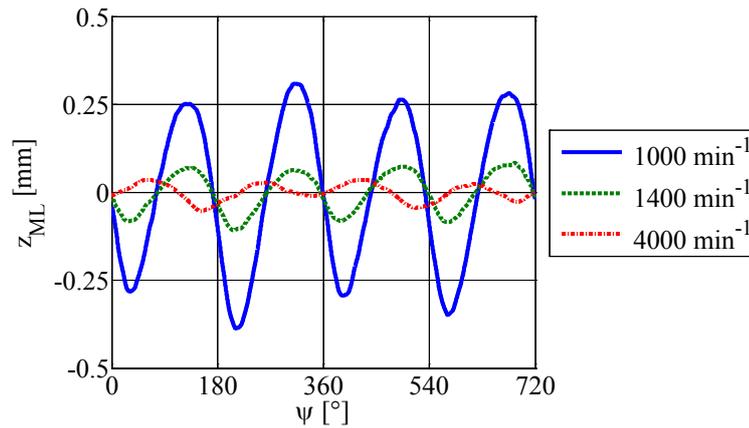


Abbildung 10: Dynamische Motorlagereinfederungen bei  $\bar{M}_L = 50 \text{ Nm}$

dene Drehzahlbetriebspunkte bei einem mittleren Lastmoment von  $\bar{M}_L = 50 \text{ Nm}$  über einem Arbeitsspiel dargestellt. Die Anregung der Karosseriestruktur in den unteren Drehzahlbereichen erfolgt primär durch die in der VKM auftretenden Gaskräfte und wird als „Leerlaufschütteln“ bezeichnet. Dieses Schütteln wird von Fahrzeuginsassen besonders gut wahrgenommen, da die Frequenz der resultierenden Aufbaubewegung nahe der Sitzbeziehungsweise Körperteilresonanzen eines Menschen liegen. Eine Reduktion der Schwingungsamplituden für steigende Motordrehzahlen ist in Abbildung 10 bereits zwischen den Graphen für 1000 und 1400  $\frac{1}{\text{min}}$  deutlich und belegt die aus der Massenträgheit des Triebwerks resultierende Tiefpasseigenschaft des Systems. Auch die Phasenverschiebung der Lagerfederwege für höhere Drehzahlen, die auf den zunehmenden Einfluss der Massenkräfte und einer entsprechenden Veränderung des resultierenden Motordrehmomentes nach Abbildung 8 zurückzuführen ist, kann der Darstellung entnommen werden.

Bei Startvorgängen und Lastwechselschlägen, wie sie beim Wechsel vom Schub- in den Schleppebetrieb oder sprunghaften Drehmomentänderungen auftreten, werden tieffrequente Kraft- und Drehmomentanregungen an der Motormasse wirksam. Diese führen zu großamplitudigen Auslenkungen des Aggregats und stellen für dessen Lagerung die Maximalanforderungen an die darzustellenden Einfederwege dar. Im Realfahrzeug können diese Amplituden bis zu einige Millimeter betragen. Eine weitere Grundfunktion der Aggregatlagerung neben der akustischen Isolation ist es, ebendiese maximalen Bewegungsamplituden zu begrenzen, so dass die Starrkörperbewegungen des Motors gefesselt werden. [28, 48]

## 4.2 Aufbau eines aktiven Lagerinterfaces

Im Folgenden wird die Entwicklung des funktionalen und des konstruktiven Aufbaus des dynamischen Interfaces dargelegt, die kinematische Grundstruktur wird motiviert und die Wahl der Aktuatoren sowie die Gestaltung der Aktuatoraufnahmen werden vorgestellt und diskutiert.

Ausgehend von dem in Abschnitt 4.1 aufgezeigten allgemeinen Belastungsprofil für die Lagerung einer VKM lassen sich folgende funktionale Randbedingungen für eine aktive Motorlagerung zur Reduktion der übertragenen Körperschalle ableiten:

- Aufnehmen der auftretenden statischen und quasistatischen Lasten
- Begrenzen der maximalen Bewegungsamplituden bei tieffrequenten Schwingungen des Aggregats
- Abstimmung des Lager-Aggregat-Schwingungssystems, so dass dessen Starrkörpermoden unterhalb der tiefsten Erregerfrequenz liegen, die sich aus der Leerlaufdrehzahl ergibt
- Gute passive Isolation der motorerregten Schwingungen von der Karosseriestruktur für höherfrequente Anregungen
- Möglichkeit eines aktiven Kräfteintrags im Lagerkraftflusspfad.

Letzteres ist gemäß der Definition aus Abschnitt 2.2 Hauptmerkmal einer aktiven Aggregatlagerung. Das im Rahmen dieser Arbeit entwickelte Lagerkonzept nutzt piezokeramische Aktuatoren für den Kräfteingriff. Diese bieten aufgrund ihrer hohen Dynamik, mit der sich Kraftsignale bis in den  $kHz$ -Bereich abbilden lassen, Vorteile bei der Ausregelung auftretender Körperschallanregungen. Verglichen mit aktiven magnetischen oder hydraulischen Systemen sind die für piezoelektrische Systeme aufzuwendenden Leistungen gering und liegen im einstelligen Wattbereich. Zudem betragen die von den Piezokeramiken erzeugten Stellkräfte, je nach Lagerungssituation der Aktuatoren, einige Kilonewton; sie liefern hier also Stellkraftpotentiale. Dem gegenüber stehen die sehr geringen Materialdehnungen von einigen Promille, aus denen sich kleine realisierbare Stellwege ableiten, sowie die begrenzte mechanische Belastbarkeit des keramischen Materials. In der Einbausituation müssen die Aktuatoren vor zu hohen mechanischen Spannungen im Material infolge der auftretenden Lagerlasten geschützt werden. Durch den Einsatz eines Wegvergrößerungssystems ist es unter Nutzung des Stellkraftpotentials der Piezokeramiken möglich, eine geeignete Stellweganpassung durchzuführen [42, 43].

Um die formulierten Anforderungen an das dynamische Lagerinterface zu erfüllen, wird ein Aufbau nach Abbildung 11 vorgeschlagen, der aus einem passiven Kraftflusspfad und einem dazu parallel wirksamen aktiven Kraftflusspfad besteht. Im passiven Pfad (1) werden konventionelle Elastomerelemente eingesetzt, um die statischen und quasistatischen Lasten aufzunehmen. Die Steifigkeits- und Dämpfungsparameter dieser Elemente können wie in herkömmlichen passiven Motorlagersystemen üblich durch die Materialzusammensetzung der Gummimischung sowie die Formgebung der Elastomerkörper angepasst werden. Der aktive Pfad (2) ist über die die piezokeramischen Aktuatoren und deren elastische Aufnahmen definiert.

Der Einsatz von piezokeramischen Werkstoffen direkt im Kraftflusspfad von Lagersystemen mit großen Einfederwegen erfordert den besonderen Schutz der Aktuatoren vor mechanischer Überbeanspruchung und damit einhergehender struktureller Schädigung der Keramiken. Insbesondere bei stoßartigen Belastungen oder Biegebeanspruchungen kann es in dem kristallinen Material zum Bruch kommen. Um dies zu verhindern, wird ein konstruktiver Aufbau vorgestellt, bei dem die Piezoaktuatoren unter einem Winkel  $\alpha$  zur Horizontalen im Interface angeordnet sind (Abbildung 11). Kommt es nun zu einer vertikalen Einfederung des Lagers, so wird der Winkel  $\alpha$  verringert und die Aktuatoren gestaucht. Durch die Realisierung einer elastischen Aktuatoraufnahme, in welche die Piezokeramiken einfedern können, ist die mechanische Spannung im keramischen Material in Richtung der Hauptbelastungsachse des Aktuators begrenzt. Ihr Maximalwert wird, berücksichtigt man zunächst nur Normalspannungsanteile, bei maximaler Stauchung der Keramik in Horizontalstellung für den Winkel  $\alpha = 0^\circ$  erreicht und kann über die Elastizitätseigenschaften der Aktuatoraufnahmen eingestellt werden. Wird das Interface über diesen Punkt hinaus eingefedert ( $\alpha < 0^\circ$ ), nimmt die Stauchung des Materials und damit

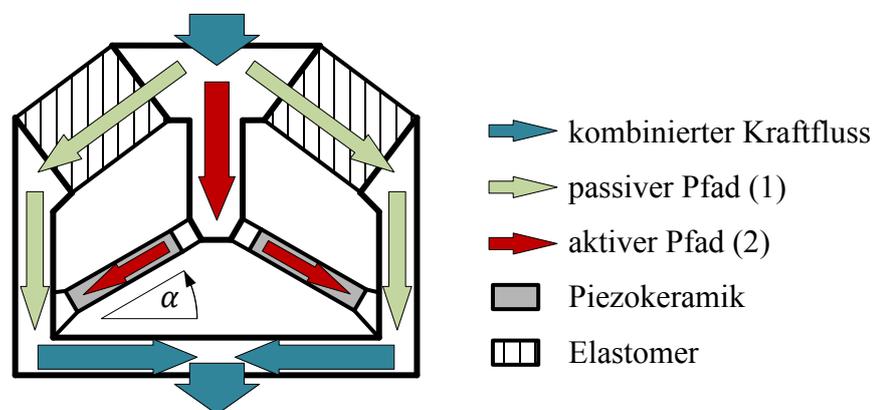
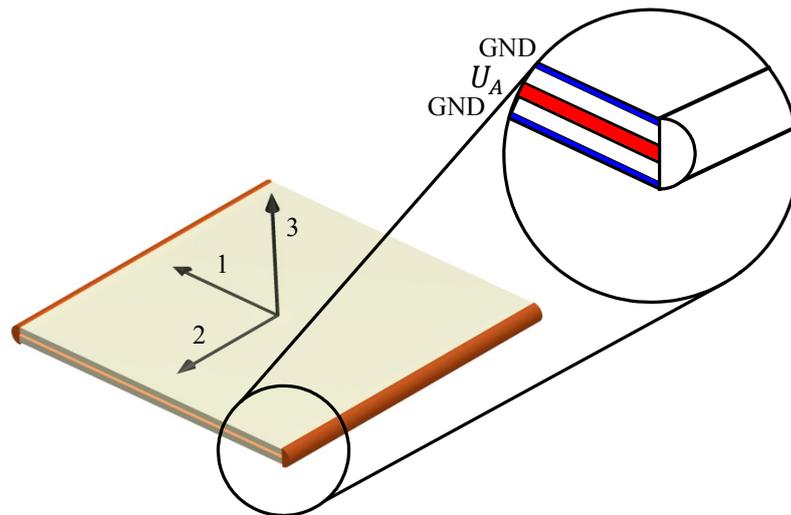


Abbildung 11: Kraftflusspfade im aktiven Interface



**Abbildung 12: Aufbau des Doppelpplatten-Aktuators**

die mechanische Spannung wieder ab. Weiterhin kommt es während einer vertikalen Einfederung, infolge der Änderung des Winkels  $\alpha$  und der damit verbundenen Drehbewegung, zu einer Relativbewegung der Aktuatoren in ihren Aufnahmen. Aus den hier entstehenden Reibkräften resultiert eine Biegebelastung für die Piezoelemente, welche bei der Auswahl geeigneter Piezoaktuatoren berücksichtigt werden muss.

Wie bereits in Abschnitt 3.3 vorgestellt, stehen prinzipiell zwei nach ihrem Aufbau unterscheidbare grundsätzliche Bauformen piezoelektrischer Aktuatoren zur Verfügung: Monolithische Keramiken oder geschichtete Strukturen (Multilayer). Der Vorteil geschichteter Piezokeramiken liegt in der geringeren erforderlichen Ansteuerspannung, da hier durch Stapelung und wechselsinnige Kontaktierung von dünnen Keramiksichten bei gleicher angelegter elektrischer Spannung ein stärkeres elektrisches Feld vorliegt, was nach Gleichung (3.6) zu größeren Dehnungen und somit zu größeren Stellwegen führt. Ein großer Nachteil dieses Aufbaus ist allerdings die durch die Stapelung um einige Größenordnungen reduzierte maximal zulässige Zugspannung normal zur Kontaktierungsschicht, da hier im Gegensatz zur monolithischen Keramik die Kristallgitterstruktur unterbrochen ist. Daraus lässt sich auch eine erhöhte Empfindlichkeit des keramischen Aktuators gegenüber Biegebeanspruchungen ableiten. Allgemein gilt, dass Multilayer-Aktuatoren ohne eine geeignete mechanische Vorspannung beziehungsweise Schutzvorrichtung nicht auf Zug, Biegung oder Scherung belastbar sind [73].

Es wird geschlussfolgert, dass der Einsatz von geschichteten Piezokeramiken aufgrund der Einbau- und Belastungssituation im vorgestellten aktiven Interface nicht möglich ist, da diese nur unzureichend in der Lage sind die hier auftretenden Biegebelastungen aufzunehmen, ohne strukturell geschädigt zu werden. Es werden daher monolithische Platten

aus Blei-Zirkonat-Titanat auf ihre Eignung für den Einsatz als Aktuatorsystem untersucht. Diese zeichnen sich durch ein robusteres Verhalten gegenüber den mechanischen Biege-  
spannungen aus. In Abbildung 12 ist der, aus zwei PZT-Platten und abgerundeten Stirn-  
flächenabschlüssen bestehende, vorgeschlagene Doppelplatten-Aktuator mit seinem aktu-  
atorbezogenen Bezugssystem dargestellt. Die genutzte halbkreisförmige Geometrie der  
Endstücke begünstigt eine Rotation der Aktuatoren in ihrer Aufnahme und reduziert so  
die Biegebelastungen des keramischen Materials. Die elektrische Kontaktierung der Pie-  
zokeramik erfolgt so, dass die äußeren Kontaktflächen das Nullpotential darstellen, wäh-  
rend an der Kontaktfläche zwischen den beiden Platten das Potential der Aktuatorspan-  
nung  $U_A$  anliegt (siehe Detail). Eine zusätzliche Schutzisolation der seitlichen Stirnflä-  
chen gewährleistet einen Schutz vor unerwünschten Berührungsspannungen und Über-  
schlägen infolge der hohen elektrischen Spannungen von bis zu einigen hundert Volt, die  
bei der Ansteuerung der Piezokeramiken möglich sind.

Beim Anlegen eines elektrischen Feldes in 3-Richtung erfolgt, gemäß der in Abschnitt 3.3  
dargelegten Zusammenhänge eine negative Dehnung in 1-Richtung. Die Doppelplatten-  
Aktuatoren nutzen diesen transversalen 3,1-Effekt für die Kraftgenerierung im aktiven  
Kraftflusspfad des Motorlagers. Um die Krafterzeugung geeignet zu unterstützen, müssen  
die Aktuatoraufnahmen gemäß der in Abbildung 6 dargestellten Zusammenhänge eine  
relativ hohe Steifigkeit besitzen. Die Dehnung der Piezokeramik soll nicht primär in einer  
Verschiebung gegen eine weiche Feder resultieren, sondern nach außen eine Stellkraft  
erzeugen. Eine Untersuchung verschiedener Gummimischungen hat gezeigt, dass die  
hiermit erreichbaren Elastizitätswerte nicht im erforderlichen Bereich liegen, um sie als  
Material der Aktuatoraufnahmen geeignet einsetzen zu können. Aus diesem sowie aus  
prozesstechnischen Gründen wird eine Matrix aus Polyurethan (PUR) als Aktuatorauf-

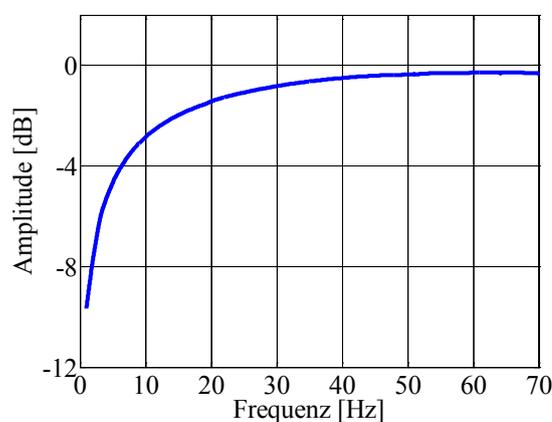


Abbildung 13: Frequenzabhängige Steifigkeit PUR

nahme vorgeschlagen, die als Vergussmasse verarbeitet werden kann und so eine freie Strukturierung sowie Formgebung ermöglicht. Ein weiterer Vorteil des PUR liegt in der als PAYNE-Effekt bekannten Eigenschaft des Materials unter dynamischen Anregungen für steigende Frequenzen, mit einer Erhöhung des komplexen Elastizitätsmoduls und somit der Steifigkeit zu reagieren [71, 72]. Beim Einsatz in Motorlagern wird so für tieffrequente Bewegungen des Aggregats das volle Federwegpotential des Lagers nutzbar gemacht, während für hochfrequente Vibrationsanregungen der VKM die resultierende steifere Lagerung der Aktuatoren die Stellkraftgenerierung verbessert. Abbildung 13 zeigt die normierte auf einem Prüfstand bestimmte frequenzabhängige Elastizität der PUR-Matrix bei harmonischer Anregung mit konstanter Auslenkungsamplitude. Der hier festzustellende Anstieg der gemessenen Kraftamplitude um neun Dezibel im untersuchten Frequenzbereich entspricht in etwa einer Verdreifachung der Steifigkeit des Materials.

Das aus den vorhergehenden Betrachtungen hergeleitete Design für das vorgeschlagene dynamische Lagerinterface ist in Abbildung 14 skizziert. Hier werden sechs der Doppelplatten-Aktuatoren unter einem Winkel von  $\alpha = 10^\circ$  eingesetzt, um den erforderlichen aktiven Krafteingriff im Lagerpfad realisieren zu können. Für die vertikale Stützkraft des Interfaces ergibt sich aus der gewählten geometrischen Konfiguration über den Winkel  $\alpha$  ein nichtlinearer, vom Grad der Einfederung abhängiger Zusammenhang, der im folgenden Kapitel 5 in der Modellbildung detailliert behandelt und linearisiert wird.

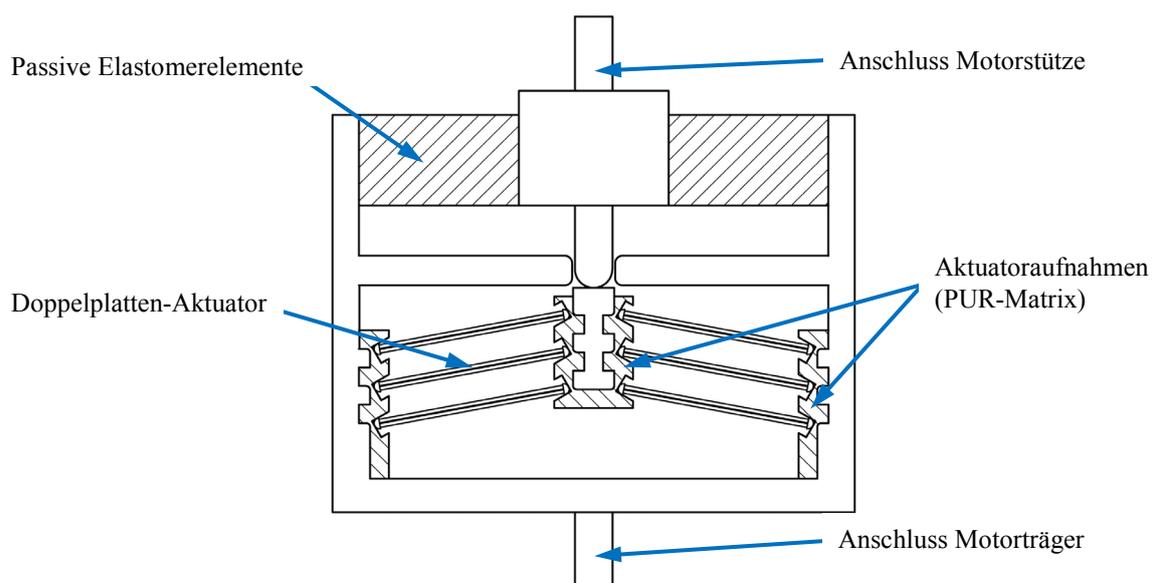


Abbildung 14: Aufbau aktives Lagerinterface

### 4.3 Entwicklung der Prüfstandsumgebungen

Für die Durchführung von experimentellen Versuchen und zur Validierung der entwickelten Regelungsalgorithmen ist es erforderlich eine Prüfstandsumgebung aufzubauen, in der das dynamische Interface im jeweils betrachteten Frequenzbereich getestet werden kann. Hierbei muss gewährleistet sein, dass dynamische Anregungssignale nach Abschnitt 4.1.1, wie sie im Fahrzeug während des Motorbetriebs auftreten, abgebildet werden können. Weiterhin ist es notwendig statische Lasten aufzubringen, um das Lager entsprechend der Einbausituation vorzuspannen, sowie dessen statische Belastbarkeit und die Funktion des Schutzes der Piezokeramiken vor mechanischer Überlastung zu überprüfen. Das entworfene Interface dient der Reduktion der in vertikaler Richtung wirkenden dynamischen Lagerkräfte, daher wird zunächst ein auf die Vertikaldynamik des Lager-Aggregat-Schwingungssystems beschränkter Versuchsaufbau für die experimentelle Validierung der Funktion des aktiven Lagers entworfen. In einer ersten Näherung kann das Verhalten des Realsystems als krafterreger Einmassenschwinger mit einem translatorischen Freiheitsgrad approximiert werden. Die Motormasse wird in diesem Modell als eine reduzierte, auf die einzelnen Motorlager verteilte Masse angenommen, die lediglich Bewegungen in z-Richtung ausführen kann. Hierzu wird das vorgestellte Motorlager auf einem Schwingungstisch montiert und mit einer Masse, auf die durch einen angekoppelten elektrodynamischen Shaker Kraftsignale in vertikaler Richtung aufgeprägt werden können, statisch belastet. An der Unterseite des Lagers wird mit einer Kraftmessdose die dynamische in z-Richtung wirkende Kraftkomponente erfasst und ausgewertet, da diese in der Einbausituation am Realsystem die in die passive Karosseriestruktur eingeleiteten Körperschallanregungen infolge der motorerregten Hubbewegungen der VKM darstellt. Damit steht eine erste Prüfstandsumgebung zur Untersuchung der Vertikaldynamik zur Verfügung.

Für eine Bewertung der Regelgüte der Regelungsalgorithmen für komplexere, dreidimensionale Motorbewegungen und des Einflusses der Quersteifigkeiten der Lagerungen wird ein Prüfstandsaufbau nach Abbildung 15 vorgeschlagen. Hier ist ein Rumpfmotor bestehend aus dem Zylinderkurbelgehäuse eines R4-Motors mit Zylinderkopf und Ölwanne genutzt worden, der zusätzlich mit einer fest verspannten Kurbelwellen-Ersatzmasse versehen ist, um eine möglichst realitätsnahe statische Belastungssituation der Lager zu gewährleisten. Auf einer, in vier Punkten luftfedergelagerten Spannplatte montiert, wird das dynamische Schwingungsverhalten dieser passiven Motorstruktur untersucht. Durch die

weich abgestimmten Luftfedern wird der gesamte Schwingungsprüfstand zum einen von der umliegenden Gebäudestruktur entkoppelt; des Weiteren kann die Masse der Spannplatte später in der Modellbildung als Äquivalent zur Fahrzeugaufbaumasse berücksichtigt werden. Dadurch entsteht eine analytische Beschreibung, die auch für allgemeine Gesamtfahrzeugmodelle nutzbar ist. Die Lagerung des als Längseinbau ausgeführten Rumpfmotors erfolgt über die beiden seitlichen Motorstützen. Es werden hier ein passives Hydrolager auf der einen, sowie das vorgestellte aktive Lagerinterface auf der anderen Motorseite eingesetzt. Der beim Serienaggregat an der Getriebeglocke liegende dritte Lagerpunkt, der in erster Linie ein Nicken des Aufbaus verhindert, wird über eine Winkelstütze und ein zusätzliches passives Hydrolager realisiert. Die Gesamtmotormasse  $m_M$  des so konfigurierten Prüfstandes beträgt etwa  $90\text{kg}$ . Am dritten Lagerstuhl der Kurbelwelle ist ein elektrodynamischer Shaker angebunden über den der Rumpfmotor dynamisch durch eine Kraft mit Gleitsinus-, Rausch- oder tonalem beziehungsweise multitonalem Charakter, angeregt werden kann. Dadurch ist eine breitbandige Untersuchung der Güte der implementierten Regelungen möglich.

Die Abbildung 16 zeigt den schematischen Aufbau der Signalstruktur der Prüfstände. Auf einer Rapid Control Prototyping (RCP) Hardware werden die mittels Messrechner steuer- und konfigurierbaren Regelungsalgorithmen und Anregungsmodelle implementiert. Die ausgegebenen Signale werden von den Leistungsverstärkern der Piezoaktuatoren und des

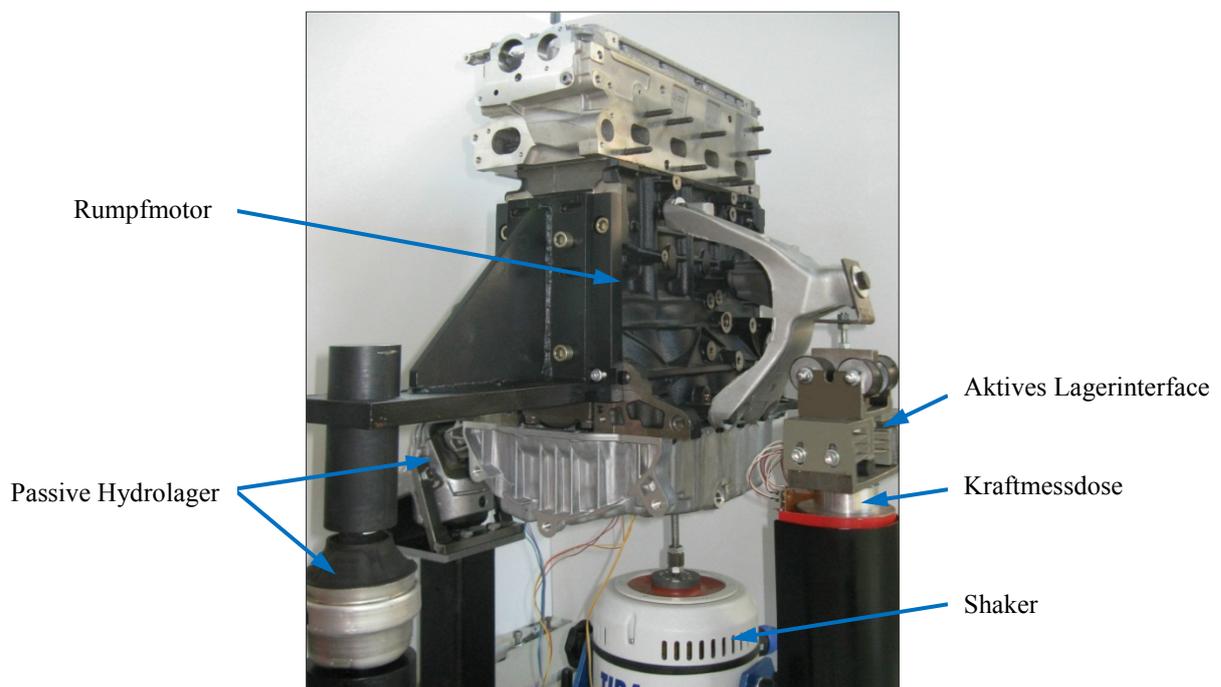


Abbildung 15: Dynamikprüfstand Rumpfmotor

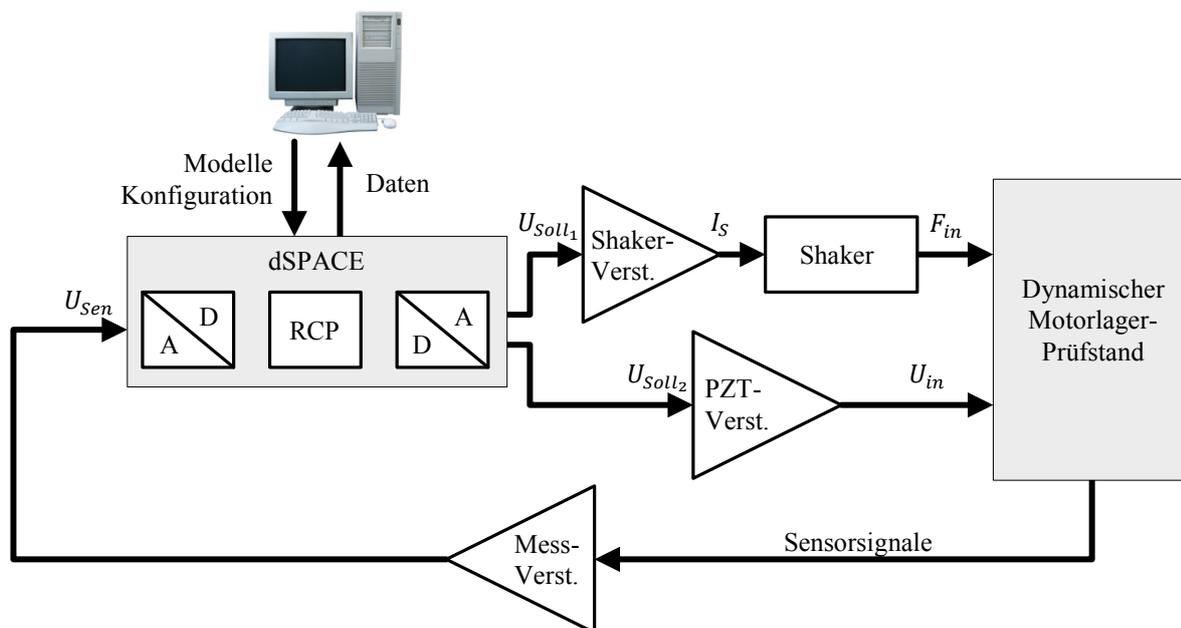
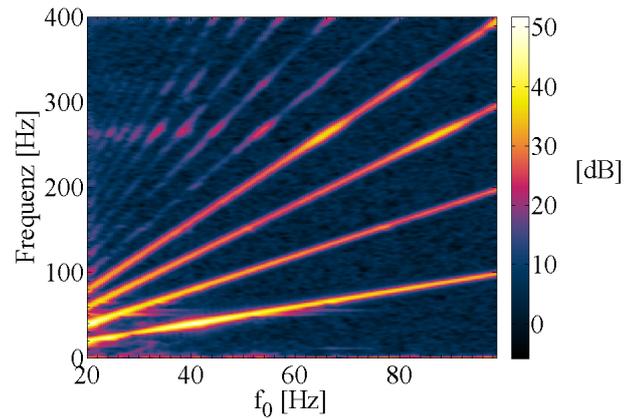


Abbildung 16: Schematischer Aufbau der Prüfstandsumgebung

Shakers konfektioniert und als Eingangsgrößen auf den Prüfstand gegeben. Für die Erfassung der Messgrößen stehen verschiedene Sensoren zur Verfügung, deren Signale nach einer Aufbereitung durch die Messverstärker an den A/D-Eingängen der Mess- und Regelhardware anliegen. Die Datenspeicherung erfolgt online auf dem Messrechner. Die Anregungssignale werden über eine GUI auf dem Messrechner aus einer Datenbank verschiedener tonaler, multitoner, breitbandiger oder gezielt synthetisierter Signale selektiert und konfiguriert.

Speziell die multitonalen, spektral äquidistant verteilten Kraftsignale berücksichtigen hierbei die in Abschnitt 4.1.1 dargestellte Dominanz der halben und ganzen Motorordnungen im Anregungsspektrum der VKM. Exemplarisch dafür ist in Abbildung 17 das Amplitudenspektrum der unterhalb des aktiven Lagerinterfaces gemessenen vertikalen Lagerkraft bei einer multitonalen Gleitsinusanregung dargestellt. Im Vergleich mit dem an einem Realsystem gemessenen dynamischen Lagerkraftamplituden (vgl. Abbildung 9) wird deutlich, dass mit der aufgebauten Prüfstandsumgebung die Möglichkeit gegeben ist, das aktive Lagerinterface unter realitätsnahen dynamischen Belastungsszenarien zu testen. Die Gesamtmasse des Rumpfmotors liegt mit  $90\text{kg}$  deutlich unter der Masse eines R4-Vollmotors mit Getriebe und Nebenaggregaten, die mit etwa  $210\text{kg}$  angegeben werden kann. Daraus ist für den Prüfstand und die hiermit gewonnenen Messergebnisse eine Verschiebung der Eigenfrequenzen der Starrkörpermoden des Rumpfmotors hin zu höheren Frequenzen ableitbar. Auch wenn die in Abschnitt 2.2.1 vorgestellte allgemeine For-



**Abbildung 17: Amplitudenspektrum der Lagerkraft bei multitonaler Anregung**

derung einer Abstimmung der Motorlagerung auf Starrkörpermoden unterhalb der aus der Leerlaufdrehzahl abgeleiteten Anregungsfrequenz nicht mehr erfüllt wird, kann dennoch eine allgemeine Validierung der Funktion der Regelungsalgorithmen durchgeführt werden. Die Entwicklung der Modellbeschreibungen der vorgeschlagenen Prüfstandsumgebungen wird im folgenden Abschnitt gegeben.

## 5 Modellbildung

Als Grundlage für die später genutzten modellbasierten Reglerentwurfsverfahren wird eine analytische Beschreibung des dynamischen Verhaltens des vorgestellten aktiven Motorlagerinterfaces sowie der beiden aufgebauten Testumgebungen benötigt. Die Modellbildung erfolgt zunächst getrennt; sowohl für die beiden linear formulierten Prüfstandsmodelle als auch für das nichtlineare aktive Lager, um dann in eine linearisierte Beschreibung des Gesamtmodells überführt zu werden. Im Anschluss an die Modellbildung wird ein nichtlineares Optimierungsverfahren zur Identifikation der Systemparameter angewandt, um das gewonnene analytische Modell entsprechend der vorliegenden Prüfstandsumgebungen zu parametrieren. So können die mit Hilfe dieser Beschreibungen des Systemverhaltens gewonnenen Regleralgorithmen experimentell überprüft werden.

### 5.1 Mehrkörpersystem-Modellierung

Die Testumgebungen werden im Folgenden als elastisch gekoppelte Mehrkörpersysteme modelliert. Ihre Systemmassen selbst werden als starre Körper angenommen. Die Beschreibung der Eigenschaften der verbindenden Koppellemente zwischen den Massen erfolgt nach den in Abbildung 18 aufgeführten Materialmodellen. Wobei das Materialverhalten nach HOOKE ein rein linear-elastisches ist, dessen Reaktionskraft nach Gleichung (5.1) aus einer Verschiebungsdifferenz  $\Delta x$  und der Federrate  $k$  berechnet wird.

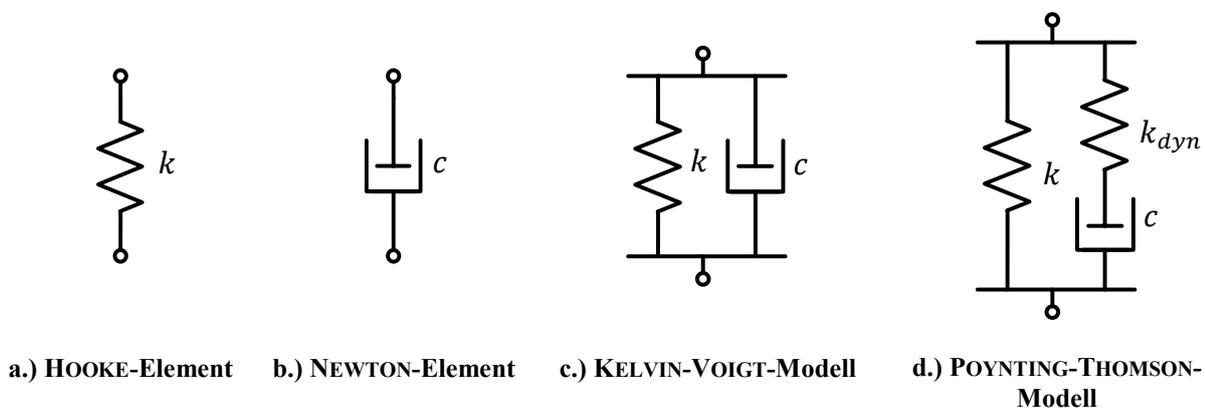


Abbildung 18: Dynamische Koppellemente

$$F = k \Delta x \quad (5.1)$$

Für das linearviskose Materialmodell nach NEWTON gilt eine rein von der Verschiebungsgeschwindigkeit abhängige Formulierung der Reaktionskraft nach (5.2). Dieses Element beschreibt den Einfluss von Reibungseffekten bei denen Energie dissipiert wird. Die Reaktionskraft wird geschwindigkeitsproportional über die Dämpfungskonstante  $c$  berechnet.

$$F = c \Delta \dot{x} \quad (5.2)$$

Durch eine Parallelschaltung dieser zwei Grundelemente erhält man das KELVIN-VOIGT-Modell, welches ein viskoelastisches Materialverhalten beschreibt und im Folgenden für die Modellierung der Elemente im passiven Kraftflusspfad des aktiven Motorlagers sowie der elastischen Verbindungselemente im beschriebenen Prüfstands Aufbau genutzt wird. Es ergibt sich nach Gleichung (5.3) ein lineares frequenzabhängiges Verhalten für die Reaktionskraft  $F$ .

$$F = c \Delta \dot{x} + k \Delta x \quad (5.3)$$

Die Formulierung der Reaktionskraft des POYNTING-THOMSON-Modells erfolgt im Abschnitt 5.2.1 im Rahmen der detaillierten Modellierung der Aktuatoraufnahmen im aktiven Kraftflusspfad des Motorlagers. Ausgehend von den allgemeinen Bewegungsdifferentialgleichungen nach Gleichung (5.4) wird im Folgenden die Modellierung der mechanischen Ersatzsysteme detailliert beschrieben. Der Vektor  $\underline{x}$  enthält die Verschiebungen beziehungsweise Drehungen aller modellierten Systemkörper in ihren Freiheitsgraden. Die Massenmatrix  $\mathbf{M}$  enthält alle Massen und Massenträgheiten der Modellkörper. Die Matrix  $\mathbf{C}$  ist die Dämpfungs- und  $\mathbf{K}$  die Steifigkeitsmatrix des Systems. Im Vektor  $\underline{f}$  sind die freien, auf das System wirkenden Kräfte zusammengefasst. Durch die Wahl eines Zustandsvektors  $\underline{X}$  nach Gleichung (5.5) können die einzelnen, aus dem Impulssatz und dem Drehimpulssatz hergeleiteten Bewegungsdifferentialgleichungen der Systemmassen über die kombinierten Matrizen  $\mathbf{\Theta}, \mathbf{\Psi}, \mathbf{E}$  ausgedrückt werden. Anschließend kann dieses Gleichungssystem durch die Matrixinversion der quadratischen und mindestens auf der Hauptdiagonale besetzten kombinierten Massenmatrix  $\mathbf{\Theta}$  in ein lineares Zustandsraummodell nach (5.8) überführt werden. Der Vektor der Eingangsgrößen  $\underline{U}$  enthält hierbei für das rein mechanische Zustandsraummodell eine Eingangskraft  $F_{in}$  und die Größen der Fußpunktanregung des Modells. Als Ausgangsgröße des Systems  $\underline{Y}$  wird die am aktiven

Motorlagerinterface wirkende Kraft gewählt, da sie die Bewertungsgröße für die körperschallreduzierende Motorlagerung bildet.

$$\mathbf{M} \ddot{\underline{x}} + \mathbf{C} \dot{\underline{x}} + \mathbf{K} \underline{x} = \underline{f} \quad (5.4)$$

$$\underline{X} = (\underline{x} \quad \dot{\underline{x}})^T; \quad \underline{U} = (\underline{x}_{in} \quad \dot{\underline{x}}_{in} \quad F_{in})^T \quad (5.5)$$

$$\underbrace{\begin{bmatrix} \mathbf{I} & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & \mathbf{M} \end{bmatrix}}_{\boldsymbol{\theta}} \dot{\underline{X}} = \underbrace{\begin{bmatrix} \mathbf{0} & \mathbf{I} \\ -\mathbf{K} & -\mathbf{C} \end{bmatrix}}_{\boldsymbol{\psi}} \underline{X} + \underbrace{\begin{bmatrix} \mathbf{0} \\ \mathbf{F} \end{bmatrix}}_{\boldsymbol{\varepsilon}} \underline{U} \quad (5.6)$$

$$\mathbf{A} = \boldsymbol{\theta}^{-1} \boldsymbol{\psi}; \quad \mathbf{B} = \boldsymbol{\theta}^{-1} \boldsymbol{\varepsilon} \quad (5.7)$$

$$\dot{\underline{X}} = \mathbf{A} \underline{X} + \mathbf{B} \underline{U} \quad (5.8)$$

$$\underline{Y} = \mathbf{C} \underline{X} + \mathbf{D} \underline{U}$$

Dieses Vorgehen entspricht einem methodischen Ansatz, mit dem durch die hier beschriebenen Schritte, ausgehend von den Bewegungsdifferentialgleichungen eines Mehrkörpersystems, eine Erweiterung des Modells um weitere Systemmassen ermöglicht wird. Nachfolgend werden hiermit die Modelle für den Vertikaldynamikprüfstand sowie den komplexen Rumpfmotorprüfstand entwickelt.

### 5.1.1 Modellierung des Vertikaldynamik-Prüfstandes

Zur Beschreibung der Vertikaldynamik von Fahrzeugen steht das Viertelfahrzeug-Modell nach MITSCHKE [65] zur Verfügung, welches durch die Beschränkung der Modellfreiheitsgrade auf die translatorischen Vertikalbewegungen der Systemmassen eine vereinfachte Berechnungsgrundlage für die Auslegung von Fahrwerkssystemen liefert. Das komplexe dreidimensionale Modell des Gesamtfahrzeugs wird dabei radweise aufgeteilt, so dass die anteilig auf einem Rad anfallenden Massen des Fahrers sowie des Fahrzeugaufbaus mit der Einzelradmasse zu einem Schwingungssystem zusammengefasst werden. Dadurch ist es möglich die Auswirkungen von Schwingungsanregungen des Straßenprofils sowohl auf den Fahrer, als auch auf die Radlastschwankungen, welche eine fahrstabilitätsrelevante Größe darstellen, zu untersuchen. Für die Modellierung des in Abschnitt 4.3 vorgestellten Vertikaldynamikprüfstandes zur Überprüfung der körperschallreduzierenden Wirkung der aktiven Motorlagerung wird dieser Ansatz des Viertelfahrzeugs genutzt.

Da die in die Karosserie eingeleiteten Vibrationen primär durch die Vertikalbewegungen der dynamisch erregten Motormasse hervorgerufen werden, erfolgt eine Modellierung als

translatorischer Mehrmassenschwinger. Dazu wird eine Aufteilung der Gesamtmotormasse auf die Lagerstellen des Aggregats vorgenommen. Die Gesamtaufbaumasse wird wie beim Viertelfahrzeugmodell-Ansatz radweise aufgeteilt. Für die Abbildung des Straßenprofils beziehungsweise der Fahrwerksdynamik wird eine dynamisch gekoppelte Fußpunkterregung berücksichtigt. So ist es möglich, die Einflüsse eines bewegten Aufbaukörpers auf die Motorlagerkräfte zu untersuchen. Abbildung 19 zeigt das mechanische Ersatzsystem des Vertikaldynamikprüfstandes. Eine Motormasse  $m_M$  ist über das aktive Interface mit einer Aufbaumasse  $m_A$  gekoppelt. Das System kann über eine an der Motormasse angreifenden dynamischen Kraft  $F_{in}$  mit dem motorordnungsdominierten Anregungsspektrum einer VKM, beziehungsweise über eine, aus dem Verlauf des Straßenprofils resultierenden Fußpunktverschiebung  $z_{in}$  angeregt werden. Der Zustandsvektor dieses

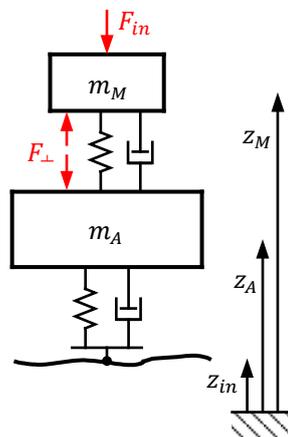


Abbildung 19: Modell des 1D-Vertikaldynamik-Prüfstandes

Modells ergibt sich für das translatorische Vertikalmodell nach Gleichung (5.9) aus den Verschiebungen und Geschwindigkeiten der beiden Systemmassen in  $z$ -Richtung.

$$\underline{X} = (\underline{x} \quad \underline{\dot{x}})^T = (z_M \quad z_A \quad \dot{z}_M \quad \dot{z}_A)^T \quad (5.9)$$

Durch den dargestellten Aufbau des Zustandsraummodells und die Wahl der Zustände ist die analytische Beschreibung einfach um weitere Modellmassen erweiterbar. So können Zusatzmassen an der Motor- oder Aufbaumasse angekoppelt werden, um Effekte und Resonanzerscheinungen an Nebenaggregaten oder Karosserieanbauteilen zu modellieren. Der Zustandsvektor erweitert sich in diesem Fall entsprechend um die Verschiebungen und Geschwindigkeiten der zusätzlich modellierten Anbauteile.

### 5.1.2 Modellierung des 3D-Prüfstandes

Die analytische Beschreibung der in Abschnitt 4.3 vorgestellten Rumpfmotor-Testumgebung zur Untersuchung der räumlichen Bewegung des Aufbau-Motor-Schwingungssystems basiert auf dem in Abbildung 20 dargestellten Mehrkörpersystem. Hier sind, wie bei der zuvor durchgeführten Modellbildung für das translatorische Ersatzsystem, zwei Systemmassen berücksichtigt, die allerdings nun mit jeweils sechs Freiheitsgraden beschrieben werden. Sowohl der Motorkörper, als auch der Aufbaukörper können translatorische Verschiebungen in den drei Raumrichtungen  $x, y, z$  sowie zusätzlich Rotationen um die Raumachsen in  $\phi, \theta, \psi$  ausführen. Es wird für jeden Körper ein körperfestes Bezugssystem mit Ursprung in dessen Massenschwerpunkt und ein globales

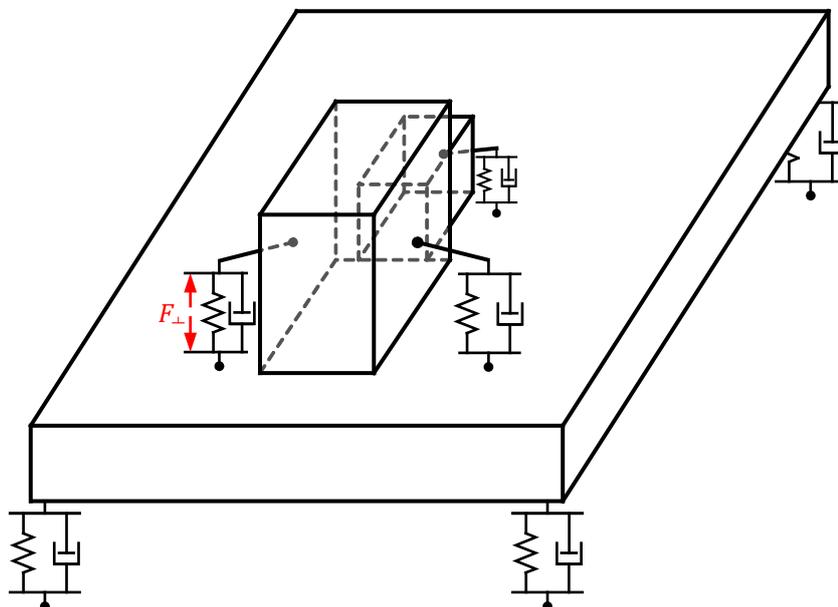


Abbildung 20: 3D-Massenmodell

raumfestes Koordinatensystem eingeführt. Die Überführung der körperfesten Größen in das raumfeste Inertialsystem und umgekehrt erfolgt mit Hilfe der in Abschnitt 3.2 dargestellten linearen Transformationsmatrizen  ${}^0T_{M,A,lin}$  beziehungsweise  ${}^{M,A}T_{0,lin}$ . Der Zustandsvektor  $\underline{X}$  des Modells wird aus den Verschiebungen von Aufbau- und Motormassenschwerpunkt im Inertialsystem, hier mit den Vektoren  $\underline{s}_M$  und  $\underline{s}_A$  nach (5.10) bezeichnet, ihren Kardanwinkeln in den Vektoren  $\underline{\kappa}_M$  und  $\underline{\kappa}_A$  nach (5.11), sowie den zeitlichen Ableitungen der Größen zusammengesetzt. Die entspricht dem zuvor genutzten Ansatz zur Bildung der Zustandsraumbeschreibungen und ermöglicht so die Erweiterung des dreidimensionalen Modells um weitere Modellkörper.

$$\underline{s}_M = \begin{pmatrix} x_M \\ y_M \\ z_M \end{pmatrix}; \quad \underline{s}_A = \begin{pmatrix} x_A \\ y_A \\ z_A \end{pmatrix} \quad (5.10)$$

$$\underline{\kappa}_M = \begin{pmatrix} \phi_M \\ \theta_M \\ \psi_M \end{pmatrix}; \quad \underline{\kappa}_A = \begin{pmatrix} \phi_A \\ \theta_A \\ \psi_A \end{pmatrix} \quad (5.11)$$

$$\underline{X} = (\underline{s}_M \quad \underline{s}_A \quad \underline{\kappa}_M \quad \underline{\kappa}_A \quad \dot{\underline{s}}_M \quad \dot{\underline{s}}_A \quad \dot{\underline{\kappa}}_M \quad \dot{\underline{\kappa}}_A)^T \quad (5.12)$$

Während die Massenmatrix  $\mathbf{M}$  des rein translatorischen Modells nur auf der Hauptdiagonale mit den Massen der Modellkörper besetzt ist, werden im räumlichen Modell über die Formulierungen des EULERSchen Drehimpulssatzes die Trägheitstensoren der Körper hinzugefügt. Die den Rumpfmotor tragende Spannplatte im Versuchsaufbau wird als homogener Quader modelliert, ihr Trägheitstensor enthält demnach nur die Hauptträgheitsmomente und ist nur auf der Hauptdiagonale besetzt. Die Bestimmung des Trägheitstensors der Rumpfmotormasse erfolgt aus den CAD-Daten des ZKG, der Ölwanne und des Zylinderkopfes und wird über den Satz von STEINER um die Trägheitseinflüsse der weiteren Anbauteile ergänzt. Dies führt zu einer Berücksichtigung der Deviationsmomente, welche die Nebendiagonalelemente des auf das jeweilige Körperkoordinatensystem bezogenen Trägheitstensors bilden.

Für die Aufbaumasse wird die am Prüfstand umgesetzte Vierpunktlagerung auf den Luftfedern modelliert. Wohingegen die Motormasse eine Aufhängung auf den drei Lagerstellen der Motor- und Getriebelager berücksichtigt wird. Für diese sieben elastischen Koppelungselemente muss eine Berechnung der räumlichen Verschiebungen und Verschiebungsgeschwindigkeiten der oberen und unteren Angriffspunkte erfolgen, damit die hier wirkenden Reaktionskräfte bestimmt werden können. Der in (5.13) dargestellte Ortsvektor  $\underline{r}_i$  eines der  $i$  Kraftangriffspunkte in der Ruhelage für  $t = t_0 = 0$ , ist im jeweiligen körperbezogenen Koordinatensystem über seine geometrische Lage bekannt.

$$\begin{matrix} M,A \\ M,A \end{matrix} \underline{r}_i = \begin{pmatrix} r_x \\ r_y \\ r_z \end{pmatrix}_i \quad (5.13)$$

Die aktuelle Lage im Inertialsystem zum Zeitpunkt  $t_1$  ergibt sich aus den aktuellen Verschiebungszuständen des jeweiligen Bezugskörpers  $\underline{s}_{M,A}(t_1)$ , sowie aus dem über die Kardanwinkel  $\underline{\kappa}_{M,A}(t_1)$  in das Inertialsystem transformierten körperbezogenen Ortsvektor  $\begin{matrix} M,A \\ M,A \end{matrix} \underline{r}_i$ . Diese aktuelle Lage sei für einen im Motorkörper-Bezugssystem bekannten Punkt der Vektor  $\underline{s}_{Mi}$  nach (5.14).

$$\begin{aligned}
\underline{s}_{Mi} &= \underline{r}_{Mi}(t_1) - \underline{r}_{Mi}(t_0) \\
&= \left[ \underline{s}_M(t_1) + {}^0\mathbf{T}_M(\underline{\kappa}(t_1)) \begin{matrix} M \\ M \end{matrix} \underline{r}_{Mi} \right] - \left[ \underline{s}_M(t_0) + \begin{matrix} M \\ M \end{matrix} \underline{r}_{Mi} \right] \\
&= \underline{s}_M(t_1) - \underline{s}_M(t_0) + {}^0\mathbf{T}_M(\underline{\kappa}(t_1)) \begin{matrix} M \\ M \end{matrix} \underline{r}_{Mi} - \begin{matrix} M \\ M \end{matrix} \underline{r}_{Mi} \\
&= \underline{s}_M + ({}^0\mathbf{T}_M - \mathbf{1}) \begin{matrix} M \\ M \end{matrix} \underline{r}_{Mi}
\end{aligned} \tag{5.14}$$

Unter Nutzung der linearisierten Transformationsmatrizen nach Gleichung (3.4) kann die Beschreibung der Verschiebung eines Punktes im Inertialsystem in Abhängigkeit der Systemzustände  $\underline{s}$  und  $\underline{\kappa}$  erfolgen. So kann die Reaktionskraft eines Federelementes  $i$  zwischen Aufbau- und Motorkörper komponentenweise durch die Steifigkeitsparameter in den drei Raumachsen sowie die Verschiebungsdifferenz des oberen und unteren Kraftangriffspunktes nach Gleichung (5.15) beschrieben werden.

$$F_{i_k} = \text{diag}(k_x, k_y, k_z)_i (\underline{s}_{Ai} - \underline{s}_{Mi}) = f(\underline{X}) \tag{5.15}$$

Die geschwindigkeitsproportionalen Dämpferkraftanteile werden analog hierzu über den Vektor der Dämpfungsparameter  $\underline{c}_i$  sowie die Geschwindigkeitsdifferenzen bestimmt. Dadurch ist die Formulierung der an den Modellkörpern angreifenden Reaktionskräfte in die Komponenten des gewählten Zustandsvektors  $\underline{X}$  zerlegbar. Es ist damit eine Zustandsraummodellbeschreibung für das mechanische Mehrkörpersystem nach Gleichung (5.8) gefunden, die nachfolgend um das Verhaltensmodell des aktiven Lagers erweitert wird.

## 5.2 Modellierung des aktiven Interfaces

Das vorgestellte Funktionsprinzip des aktiven Motorlagers wird als dynamisches Verbindungselement mit elektromechanischer Kopplungseigenschaft beschrieben. Dazu werden der passive und der aktive Kraftflusspfad einzeln modelliert und danach in einem Parallelmodell zusammengeführt. Den Ansatz für die im passiven Pfad liegenden Gummielemente bildet das bereits für die übrigen elastischen Verbindungselemente des Systems genutzte KELVIN-VOIGT-Modell. Die analytische Beschreibung des aktiven Pfades muss durch einen komplexeren Ansatz erfolgen, da durch das eingesetzte PUR sowie die gewählte geometrische Konfiguration über den Winkel  $\alpha$  ein nichtlineares Verhalten vorliegt. Für die Berücksichtigung es Aktuatormodells der Piezokeramiken wird, ausgehend von den linearen konstitutiven Materialgleichungen des piezoelektrischen Modells, ein viskoelastischer Modellansatz für die PUR-Aktuatoraufnahmen formuliert.

### 5.2.1 Modellierung der Aktuatorkraft

Zur Formulierung der elektromechanischen Eigenschaft der Piezoaktuatoren werden die Zusammenhänge aus den in Abschnitt 3.3 dargestellten konstitutiven Gleichungen (3.6) und (3.7) genutzt. Für die eingesetzten piezokeramischen Doppelplatten-Aktuatoren kann unter Berücksichtigung ihrer Einbaulage und der daraus resultierenden Orientierung der Stellkraft die Indizierung im aktuatorbezogenen Koordinatensystem nach Abbildung 12 erfolgen. Die generierte Kraft  $F_1$  ist zunächst als Funktion der Stauchung des Elementes in 1-Richtung und der angelegten elektrischen Spannung in 3-Richtung beschrieben.

$$F_1 = \frac{A_1}{l_1 s_{11}^E} \Delta l_1 - \frac{A_1 d_{31}}{l_3 s_{11}^E} U_3 \quad (5.16)$$

So ist unter der Annahme statischer Parameter für die Elastizitäts- und Ladungskonstante des piezokeramischen Materials eine lineare Formulierung der Stellkraft gefunden. Diese wirkt in einer seriellen Anordnung auf das Modell der Aktuatoraufnahmen.

Das nichtlineare Materialverhalten der PUR-Matrix die zur Lagerung der Piezoaktuatoren eingesetzt wird, kann näherungsweise durch das in Abbildung 18d dargestellte POYNTING-THOMSON-Modell [76] beschrieben werden. Es besteht aus einer Parallelschaltung von HOOKE-Element und dem viskoelastischen MAXWELL-Modell, welches wiederum eine Reihenschaltung aus Feder und Dämpfer-Element ist. Die hier wirkende Reaktionskraft ist über die Differentialgleichung (5.17) beschrieben.

$$\frac{c}{k_{dyn}} \dot{F} + F = c \frac{k + k_{dyn}}{k_{dyn}} \Delta \dot{x} + k \Delta x \quad (5.17)$$

Im Vergleich zum KELVIN-VOIGT-Modell, bei dem die Kraftamplitude für dynamische Weganregungen mit der Frequenz des Eingangssignals ansteigt, stellt sich beim P-T-Modell für hohe Frequenzen ein stationärer Wert ein. Dies ist auf die hier vorliegende  $PD_1T_1$ -Systemstruktur der Differentialgleichung zurückzuführen. Die Abbildung 21 zeigt die frequenzabhängigen Amplitudenverläufe der Reaktionskraft beider Elemente infolge einer Weganregung. Für die von den unter einem Winkel  $\alpha$  orientierten Doppelplatten-Aktuatoren in ihrer viskoelastischen Lagerung, kann die im aktiven Kraftflusspfad des Lagers generierte Kraft  $F_\alpha$  aus der Reihenschaltung von piezoelektrischem Modell und Materialmodell der PUR-Matrix aufgestellt werden. Hierfür wird die Gleichung des piezokeramischen Verhaltens (5.16) umformuliert und die Koeffizienten der Stauchung der Aktuatoren  $x_\alpha$  beziehungsweise der angelegten elektrischen Spannung  $U_\alpha$  als eine me-

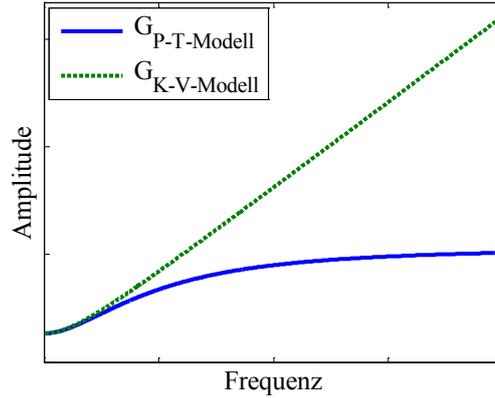


Abbildung 21: Frequenzabhängigkeit der Kraftamplituden

chanische Elastizität  $p_x$  beziehungsweise eine „elektrische Elastizität“  $p_U$  zusammenfasst. Es ergibt sich ein Ausdruck nach (5.18).

$$F_\alpha = p_x x_\alpha - p_U U_\alpha \quad (5.18)$$

Unter Nutzung dieser und der Gleichung (5.17), sowie der geometrischen und dynamischen Nebenbedingungen einer Reihenschaltung, kann die Differentialgleichung (5.19) für die Kraft  $F_\alpha$  angegeben werden. Als Stauchung des Gesamtverbundes aus Aktuator und seiner Aufnahme wird die Hilfsgröße  $x_\alpha$  eingeführt. Die in vertikaler Richtung wirkende Komponente der so bestimmbaren Kraft stellt die für die Reduktion des Körperschalls nutzbare Stellkraft  $F_\perp$  des Lagers dar. Hierbei wird in Gleichung (5.20) die Anzahl der eingesetzten Doppelplatten-Aktuatoren durch den Faktor  $n_\alpha$  berücksichtigt. Der aus dem konstruktiven Aufbau resultierende, von den Einfederwegen des Lagers abhängige Winkel  $\alpha$  skaliert die nutzbare Stellkraft des Interfaces und wirkt als geometrische Nichtlinearität im System.

$$F_\alpha = -\frac{k p_x}{p_x + k} x_\alpha + \frac{c p_x (k + k_{dyn})}{k_{dyn} (p_x + k)} \dot{x}_\alpha - \frac{k p_U}{p_x + k} U_\alpha - \frac{c p_U (k + k_{dyn})}{k_{dyn} (p_x + k)} \dot{U}_\alpha - \frac{c (k + k_{dyn} + p_x)}{k_{dyn} (p_x + k)} \dot{F}_\alpha \quad (5.19)$$

$$F_\perp = n_\alpha \sin \alpha F_\alpha \quad (5.20)$$

Damit das mechanische Zustandsraummodell der gekoppelten Systemmassen um die Differentialgleichungen der Reaktionskräfte des Lagers erweitert werden kann, werden die Formulierungen als Funktion der eingeführten Systemzustände ausgedrückt. Die in Gleichung (5.20) gefundene Beschreibung der vertikal wirkenden Komponente der Kraft des aktiven Lagerpfades, ist als Funktion des Winkels  $\alpha$ , der angelegten elektrischen Span-

nung  $U_a$  und der Gesamtstauchung  $x_\alpha$  von Aktuator und seiner Aufnahme formuliert. Für die Einbindung in das Zustandsraummodell werden im Folgenden diese Größen auf Elemente der Zustandsvektoren  $\underline{X}$  aus Gleichung (5.9) beziehungsweise (5.12) zurückgeführt. Grundlage hierfür bilden die geometrischen Beziehungen aus Abbildung 22 mit denen der Winkel  $\alpha$  nach Gleichung (5.21) beschrieben werden kann.

$$\alpha = \arctan\left(\frac{z_0 - (z_{A_a} - z_{M_a})}{l_h}\right) \quad (5.21)$$

Mit der für die trigonometrischen Funktionen gültigen Substitution der Winkelfunktion durch ein gebrochenes Funktional nach Gleichung (5.22) kann die Winkelabhängigkeit in einen nichtlinearen Term, der die Verschiebungen des oberen und unteren Lagerpunktes berücksichtigt, überführt werden.

$$\sin(\arctan x) = \frac{x}{\sqrt{1 + x^2}} \quad (5.22)$$

Es ergibt sich also hierfür die Beziehung nach Gleichung (5.23).

$$\sin \alpha = \frac{[z_0 - (z_{A_a} - z_{M_a})]}{l_h \sqrt{1 + \left[\frac{z_0 - (z_{A_a} - z_{M_a})}{l_h}\right]^2}} \quad (5.23)$$

Für die Kraftgleichung (5.20) kann so eine Formulierung mit den, auf Systemzustände zurückführbaren Größen  $z_{A_a}$  und  $z_{M_a}$ , sowie anderen, aus der Konstruktion des Interfaces bekannten geometrischen Parametern gefunden werden.

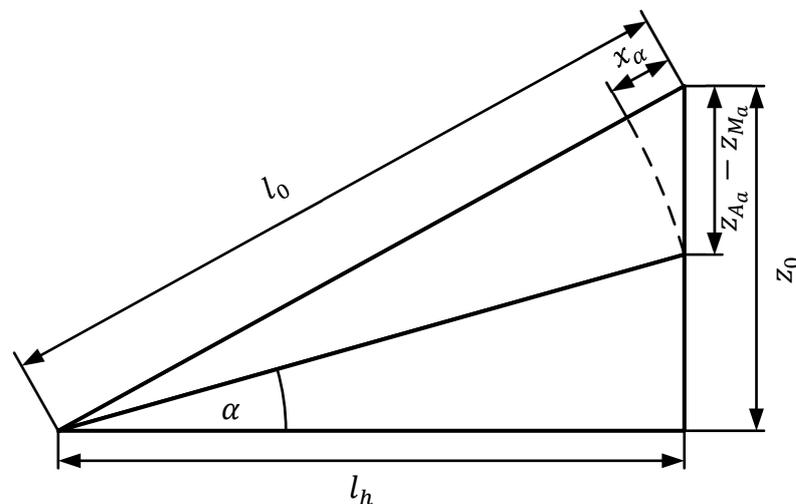


Abbildung 22: Geometrische Beziehungen im aktiven Lagerpfad

$$F_{\perp} = \frac{n_a [z_0 - (z_{A_a} - z_{M_a})]}{l_h \sqrt{1 + \left[ \frac{z_0 - (z_{A_a} - z_{M_a})}{l_h} \right]^2}} F_{\alpha} \quad (5.24)$$

Die in 1-Richtung des aktuatorbezogenen Koordinatensystem auftretende Stauchung  $x_{\alpha}$  kann durch die Gleichung (5.25) beschrieben und durch bei Substitution mit Gleichung (5.23) ebenfalls in eine Formulierung systemzustandsabhängiger Größen überführt werden.

$$x_{\alpha} = l_0 - \frac{z_0 - (z_{A_a} - z_{M_a})}{\sin \alpha} = l_0 - l_h \sqrt{1 + \left[ \frac{z_0 - (z_{A_a} - z_{M_a})}{l_h} \right]^2} \quad (5.25)$$

Es lässt sich aus diese Weise eine nichtlineare Differentialgleichung für die vertikale Stellkraftkomponente  $F_{\perp}$  des Lagers finden, die von der Verschiebungsdifferenz des oberen und unteren Lagerpunktes sowie der elektrischen Spannung die an den Piezokeramiken anliegt abhängig ist. Da eine direkte Faktorisierung der über Wurzelfunktionen verknüpften Variablen nicht möglich ist, wird die Differentialgleichung im Folgenden linearisiert.

### 5.2.2 Linearisierung der Stellkraft

Durch eine TAYLOR-Reihenentwicklung ersten Grades kann die nichtlineare Differentialgleichung der vertikal wirkenden Aktuatorkraft  $F_{\perp}$  in bestimmten Arbeitspunkten approximiert werden. Für das Verhalten im Zustandsraum wird für eine Umgebung um den Arbeitspunkt  $AP$  die lineare Lösung aus den partiellen Ableitungen der Funktion nach Gleichung (5.27) genutzt. Der unter anderem von der Einfederung des aktiven Lagers abhängige Arbeitspunkt stellt sich infolge der statischen Lasten und des mittleren Motor-drehmomentes ein. In diesem Arbeitspunkt werden die  $\Delta$ -Größen direkt als Auslenkungen um  $AP$  behandelt.

Diese linearisierte Formulierung des Einflusses der Aktuatorkraft wird sowohl in dem Modell des Vertikaldynamikprüfstandes als auch in dem Modell des 3D-Rumpfmotorprüfstandes genutzt. Beim Vertikaldynamikmodell entsprechen die translatorischen Verschiebungsgrößen direkt den Systemzuständen, daher ist hier keine weitere Transformation erforderlich.

$$\dot{F}_{\perp AP} = \dot{F}_{\perp}|_{AP} + \Delta\dot{F}_{\perp} \quad \text{mit} \quad AP = (z_{Aa_0}, \dot{z}_{Aa_0}, z_{Ma_0}, \dot{z}_{Ma_0}, U_{a_0}, \dot{U}_{a_0}, F_{\perp_0}) \quad (5.26)$$

$$\begin{aligned} \Delta\dot{F}_{\perp} = & \frac{\partial \dot{F}_{\perp}}{\partial z_{Aa}} \Big|_{AP} \Delta z_{Aa} + \frac{\partial \dot{F}_{\perp}}{\partial \dot{z}_{Aa}} \Big|_{AP} \Delta \dot{z}_{Aa} + \frac{\partial \dot{F}_{\perp}}{\partial z_{Ma}} \Big|_{AP} \Delta z_{Ma} + \frac{\partial \dot{F}_{\perp}}{\partial \dot{z}_{Ma}} \Big|_{AP} \Delta \dot{z}_{Ma} \\ & + \frac{\partial \dot{F}_{\perp}}{\partial U_a} \Big|_{AP} \Delta U_a + \frac{\partial \dot{F}_{\perp}}{\partial \dot{U}_a} \Big|_{AP} \Delta \dot{U}_a + \frac{\partial \dot{F}_{\perp}}{\partial F_{\perp}} \Big|_{AP} \Delta F_{\perp} \end{aligned} \quad (5.27)$$

$$\dot{F}_{\perp lin} = \Delta\dot{F}_{\perp} = f(\underline{x}, U_a, \dot{U}_a, F_{\perp}) \quad (5.28)$$

Für die Einbindung in das 3D-Modell werden die Verschiebungen und Geschwindigkeiten der Angriffspunkte der Lagerkraft entsprechend ihrer geometrischen Lage in den körperbezogenen Koordinatensystemen über die Gleichung (5.14) mit den linearisierten Transformationsmatrizen aus (3.4) in das Inertialsystem transformiert. Die linearisierte Differentialgleichung für die Kraft  $\dot{F}_{\perp lin}$  liegt so in Abhängigkeit der eingeführten Systemzustände sowie der elektrischen Spannung über den Doppelplatten-Aktuatoren und ihrer zeitlichen Änderung vor.

Weitere Ausführungen zur Linearisierung der nichtlinearen Differentialgleichung der Kraft des aktiven Pfades des Lagers finden sich im Anhang A.

### 5.3 Die linearisierten Zustandsraummodelle

Die aus der Modellbildung nach den Gleichungen (5.4) bis (5.8) gewonnenen Beschreibungen des kinematischen Verhaltens der beiden Prüfstandsumgebungen werden im Folgenden um weitere Systemzustände ergänzt, so dass die elektromechanische Kopplungseigenschaft der Aktuatoren Berücksichtigung findet. Den Bewegungsdifferentialgleichungen der Mehrkörpersysteme wird die linearisierte Differentialgleichung der vertikalen Stellkraftkomponente als Systemgleichung hinzugefügt und die Kraft  $F_{\perp}$  als System-

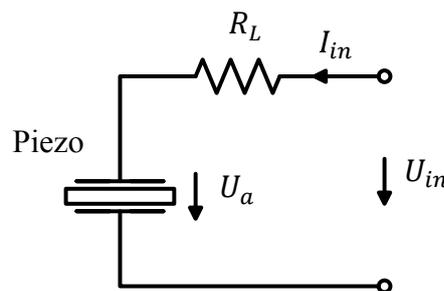


Abbildung 23: Elektrisches Ersatzschaltbild der Aktuatoren

zustand eingeführt. Zur Beschreibung der Abhängigkeit der Stellkraft von der in Polarisationsrichtung der piezokeramischen Platten anliegenden elektrischen Spannung  $U_a$  wird diese ebenfalls als Zustandsgröße eingeführt. Die Modellierung des elektrischen Verhaltens der piezokeramischen Aktuatoren als kapazitive Last  $C_{PZT}$  mit dem ohmschen Leitungswiderstand  $R_L$  nach Abbildung 23, führt auf die aus dem zweiten KIRCHHOFF'schen Gesetz gewonnene Formulierung der Differentialgleichung (5.30).

$$U_{in} = R_L I_{in} + U_a = R_L C_{PZT} \dot{U}_a + U_a \quad (5.29)$$

$$\dot{U}_a = \frac{1}{R_L C_{PZT}} (-U_a + U_{in}) \quad (5.30)$$

Mit der Berücksichtigung der elektrischen Spannung  $U_{in}$  im Vektor  $\underline{U}$ , wird in dem Modell die zur Abbildung der elektromechanischen Wandlereigenschaft der Aktuatoren erforderliche elektrische Größe als Eingangsgröße eingeführt. Die Erweiterung des Zustandsvektors und des Vektors der Eingangsgrößen, sowie die entsprechend angefügten Zeilen und Spalten in den Systemmatrizen mit den Koeffizienten aus der linearisierten Differentialgleichung der Stellkraftkomponente und des elektrischen Kreises, sind im Folgenden symbolisch aufgeführt.

$$\underline{X} = (\dots \ U_a \ F_{\perp})^T; \quad \underline{U} = (\dots \ U_{in})^T \quad (5.31)$$

$$\underbrace{\begin{bmatrix} \mathbf{I} & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & \mathbf{M} \\ & & 1 \\ & & k_{\dot{U}_a} & 1 \end{bmatrix}}_{\underline{\theta}} \dot{\underline{X}} = \underbrace{\begin{bmatrix} \mathbf{0} & \mathbf{I} \\ -\mathbf{K} & -\mathbf{C} & & k_F \\ & & -k_U & \\ k_x & k_{\dot{x}} & k_{U_a} & k_{F_{\perp}} \end{bmatrix}}_{\underline{\psi}} \underline{X} + \underbrace{\begin{bmatrix} \mathbf{0} \\ \mathbf{F} \\ k_U \end{bmatrix}}_{\underline{\varepsilon}} \underline{U} \quad (5.32)$$

Die am aktiven Lager auftretende Kraft kann aus der Parallelschaltung des Aktuatorkraft-Modells und der Reaktionskraft der Feder-Dämpfer-Elemente im passiven Kraftflusspfad superpositioniert werden. Für die Bewertung der körperschallreduzierenden Wirkung des aktiven Interfaces wird diese Lagerkraft als Ausgangsgröße des Zustandsraummodells gewählt. Durch die vorgestellte Erweiterung des mechanischen Mehrkörpersystems mit dem elektrischen Kreis der Aktuatoransteuerung sowie dem linearisierten Verhalten der Aktuatoren und ihrer Aufnahmen, ist in der Ausgangsgleichung des Modells kein Durchgriff der Eingangsgrößen auf die Ausgangsgröße gegeben. Die  $\mathcal{D}$ -Matrix ist hier eine Nullmatrix. Für eine alternative Modellierung des elektrischen Teilsystems bei der die Eingangsspannung direkt auf die Kraft  $F_a$  in Aktuatorstellrichtung wirkt, kommt es infolge der elektromechanischen Kopplungseigenschaft der Piezokeramiken zu einem Durch-

griff der elektrischen Eingangsgröße auf die Lagerkraft, also die Ausgangsgröße. Aus diesem Grund werden im Sinne einer offenen Entwurfsmethodik später bei der Untersuchung der Regelungsalgorithmen auch Systeme mit Durchgriffsterm in der Ausgangsgleichung berücksichtigt.

#### 5.4 Identifikation der Modellparameter

Die vorgestellten analytischen Formulierungen der linearisierten Modelle des Vertikaldynamikprüfstandes und des Rumpfmotorprüfstandes sind frei parametrierbar, so können beide Modelle als Grundlage für die Untersuchung eines Viertelfahrzeug-, beziehungsweise eines Vollfahrzeugverhaltens dienen. Im Folgenden wird die Parametrierung entsprechend der aufgebauten Prüfstandsumgebungen durchgeführt, damit die durch modellbasierte Regelungsentwurfsverfahren gewonnenen Regler experimentell verifiziert werden können. Die Identifikation der Systemparameter wird nachfolgend am Beispiel des Rumpfmotorprüfstandes durchgeführt.

Der Parametersatz des Systems besteht aus den Steifigkeits- und Dämpfungseigenschaften der eingesetzten elastischen Verbindungselemente, den Masseeigenschaften der Modellkörper, den Ortsvektoren der Kraftangriffspunkte sowie den Parametern der Piezoaktuatoren. Hierbei kann prinzipiell zwischen gut bestimmbareren Größen wie den Modellmassen und der geometrischen Konfiguration, sowie schwer zu ermittelnden Parametern wie den Werten der Elastizitäts- und Dämpfungseigenschaften unterschieden werden. Messbare Größen werden direkt bestimmt, während beispielsweise die Massenträgheitseigenschaften des stark irregulär geformten Rumpfmotorkörpers auf der Basis von CAD-Daten ermittelt werden können. Die Materialparameter des verwendeten piezokeramischen Materials PIC151 werden entsprechenden der Herstellerangaben aus den Datenblättern [74] übernommen.

Die jetzt noch unbekannteren, schwer zu bestimmenden Parameter werden mit Hilfe eines nichtlinearen Optimierungsverfahrens ermittelt. Die Größe des gesuchten Parametersatzes kann aus der Anzahl der modellierten elastischen Kopplungselemente im System abgeleitet werden. So besitzt jedes elastische KELVIN-VOIGT-Element prinzipiell Steifigkeits- und Dämpfungseigenschaften in den drei Raumrichtungen. Unter Berücksichtigung vorhandener Symmetrieeigenschaften ist es möglich, diese Parameteranzahl zu reduzieren. So lassen sich einige der Größen substituieren, wenn berücksichtigt wird, dass die Eigenschaften bestimmter Elemente aufgrund der konstruktiven Ausführung identisch sind. Die

vier zur Lagerung der Spannplatte verwendeten Luftfedern weisen sowohl in  $x$ - und  $y$ -Richtung als auch untereinander dieselben Parameter auf. Dennoch umfasst der Parametersatz eine Vielzahl von Elementen, die mit einem geeigneten Verfahren identifiziert werden sollen. Der als Simulated Annealing bekannte Optimierungsalgorithmus eignet sich besonders für Probleme mit vielen Parametern, deren Kostenfunktional mehrere lokale Minima aufweisen [82]. Durch eine stochastische Variation der Optimierungsgrößen bei gleichzeitiger Absenkung der Simulationstemperatur  $\vartheta_{sim}$  wird von dem Algorithmus auch für komplexe Probleme ein quasioptimaler Parametersatz gefunden. Das SA wird eingesetzt, um das vorliegende Problem der Parameteridentifikation der algebraisch verkoppelten Modellparameter zu lösen. Für die Identifikation der Parameter der Testumgebungen werden Referenzmessungen an den Prüfständen, an die das Verhalten des parametrisierten linearen Zustandsraummodells angenähert werden soll, durchgeführt. Als Messgröße wird die, mit dem im Prüfstandssetup integrierten Kraftsensor erfasste, in  $z$ -Richtung wirkende Kraftkomponente am aktiven Lagerinterface genutzt. Als Eingangssignale werden neben der durch den elektrodynamischen Erreger auf den Rumpfmotor aufgeprägten Kraftanregung  $F_{in}$  auch die am Ansteuerkreis der Piezoaktuatoren anliegende elektrische Spannung  $U_{in}$  erfasst. Das Übertragungsverhalten von der angeregten Kraft am Rumpfmotor  $F_{in}$  zur vertikalen Lagerkraftkomponente  $F_{MLz}$  wird im Folgenden als  $G_{zy}$  bezeichnet. Das Übertragungsverhalten von der elektrischen Eingangsspannung  $U_{in}$  zu der Ausgangsgröße Lagerkraft wird als  $G_{uy}$  eingeführt. Die in Abbildung 24 dargestellten Frequenzgänge des experimentell ermittelten Übertragungsverhaltens bilden die Referenzverläufe für die Optimierung. Als Kostenfunktion wird ein vom Parametersatz  $\underline{p}$  abhängiges Funktional nach Gleichung (5.33) genutzt, welches die über die Faktoren  $q_i$  gewichteten quadratischen Fehler des Amplituden- und des Phasengangs der beiden Übertragungsfunktionen an den vorgegebenen  $j$  Stützstellen bewertet.

$$\begin{aligned}
 J(\underline{p}) = \sum_{n=1}^j q_{1n} \Delta |G_{uy_n}|_{dB}^2 + q_{2n} \Delta \phi \{G_{uy_n}\}^2 \\
 + q_{3n} \Delta |G_{zy_n}|_{dB}^2 + q_{4n} \Delta \phi \{G_{zy_n}\}^2
 \end{aligned} \tag{5.33}$$

Durch die Wahl der Anzahl der Stützstellen sowie ihrer Lage im Frequenzband wird zum einen der Wert der Kostenfunktion beeinflusst, zum anderen erlaubt dieser Freiheitsgrad eine Begrenzung der Optimierung auf einen bestimmten Frequenzbereich. Die Skalierung

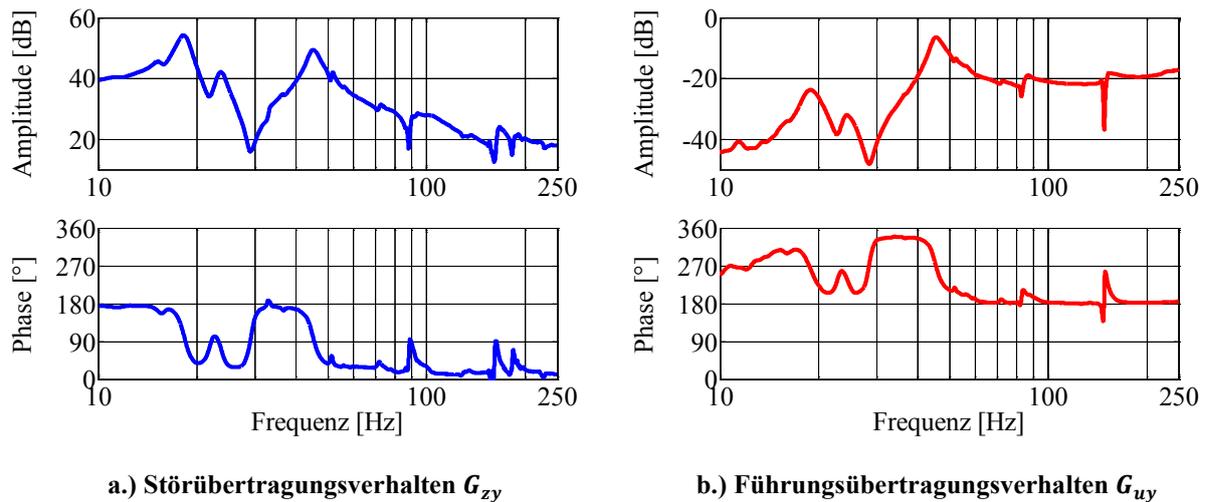


Abbildung 24: Messung der Frequenzgänge des 3D-Prüfstandes

durch die unabhängigen Gewichte  $\underline{q}_i$  kann genutzt werden, um eine Fokussierung auf für die Modellbildung besonders relevante Bereiche der gemessenen Frequenzgänge, wie beispielsweise Resonanzstellen, durchzuführen. An diesen Stützstellen auftretende Fehler werden stärker gewichtet und haben so einen größeren Einfluss auf den Wert der Kostenfunktion.

Das Modellverhalten soll in dem experimentell erfassten Frequenzbereich bis 250 Hz durch eine Parameteroptimierung an die gemessenen Frequenzgänge angenähert werden. Die Untersuchung der kinematischen Struktur des Prüfstandes und des formulierten Modells lässt eine Interpretation der Frequenzgänge zu. So können die drei dominanten Amplitudenüberhöhungen im unteren Frequenzbereich bei  $f_{0_{1...3}} = \{19; 24; 45\} \text{ Hz}$  auf Eigenfrequenzen des vom Rumpfmotor mit seiner Lagerung gebildeten Schwingungssystems zurückgeführt werden. Es handelt sich hierbei um die vertikalen Starrkörperbewegungen der Motormasse auf den drei Motorlagerpunkten. Infolge der unterschiedlichen elastischen Parameter der verwendeten Lager, der räumlichen Position der Lagerpunkte und der inhomogenen Masseverteilung des Motorkörpers kommt es zu einer Aufspaltung der Lage der Eigenmoden im Frequenzband und so zu der Ausprägung von drei Resonanzstellen für die vertikale Lagerkraft. Diese Charakteristik soll nun von dem linearen Zustandsraummodell durch eine entsprechende Identifikation der Modellparameter abgebildet werden. Hierzu werden in einem Frequenzbereich von 10 ... 85 Hz logarithmisch verteilt Stützstellen definiert, an denen das Kostenfunktional den Fehler zwischen Modellverhalten und gemessener Referenz bewertet. Der zu optimierende Parametersatz wird auf die Lagerung der Motormasse, also die Steifigkeits- und Dämpfungswerte der beiden eingesetzten passiven Motorlager sowie die Parameter des aktiven Interfaces begrenzt.

Tabelle 2: Parametergruppen der Optimierung

	Parameter	Phase1	Phase2	Phase3
Hauptlager (links)	$k_{1x}$ $k_{1y}$ $k_{1z}$ $c_{1x}$ $c_{1y}$ $c_{1z}$	•		•
Getriebelager (hinten)	$k_{2x}$ $k_{2y}$ $k_{2z}$ $c_{2x}$ $c_{2y}$ $c_{2z}$	•		•
Aktives Hauptlager (rechts)				
- Passiver Pfad	$k_{ax}$ $k_{ay}$ $k_{az}$ $c_{ax}$ $c_{ay}$ $c_{az}$	•	•	•
- Aktiver Pfad	$k$ $k_{dyn}$ $c$		•	•

Für die Parametrierung der Aufbaumassenlagerung werden aus den Datenblättern [13] der Luftfedern abgeleitete Werte genutzt. Die zu optimierenden Parameter werden in Parametergruppen nach Tabelle 2 eingeteilt. Die Suche nach einer quasioptimalen Parametrierung des Modells erfolgt in den nachfolgend dargestellten drei Phasen.

Zunächst werden in einem ersten Schritt die Parameter für das passive, rein mechanische Schwingungssystem des Rumpfmotors auf seiner Dreipunktlagerung, ohne die Berücksichtigung des aktiven Lagerteils, identifiziert. Die Parameter des linken Hauptlagers, des Getriebelagers und des passiven Pfades im aktiven Lagerinterface werden hierbei optimiert. Dieses Vorgehen hat den Vorteil, dass ohne die linearisierte Formulierung des Einflusses der Aktuatorstellkraft auch für den dreidimensionalen Aufbau eine geringe Komplexität des analytischen Modells vorliegt. Dadurch können in dem Optimierungsverfahren eine Vielzahl von Iterationsschritten innerhalb kurzer Rechenzeit durchgeführt werden. Die Absenkung der Simulationstemperatur  $\vartheta_{sim}$  erfolgt hier nur langsam, um eine

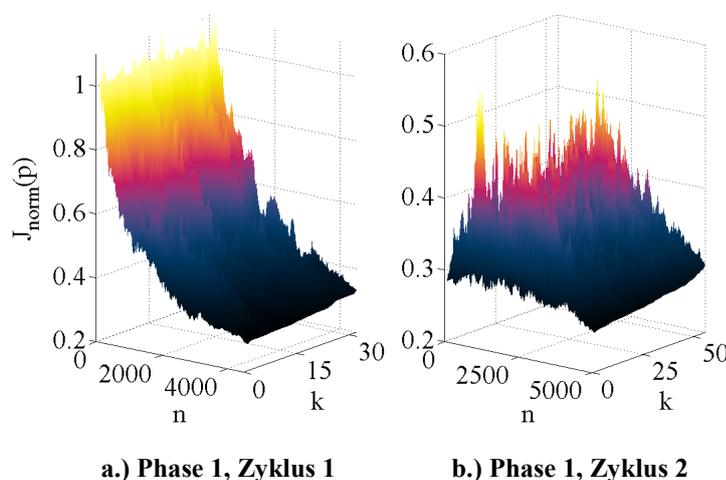


Abbildung 25: Kostenfunktionsverlauf mechanisches 3D-Modell

breite Variation der mechanischen Parameter zu gewährleisten. In der Phase 1 werden nacheinander zwei Iterationszyklen mit großer Schrittzahl und vielen Sequenzen durchgeführt. Ausgehend vom Ergebnis des ersten Zyklus wird im Anschluss eine weitere Reihe von Optimierungssequenzen angeschlossen, die die voroptimierten Werte des ersten Zyklus als Initiallösung nutzen. Die anfangs hohe Simulationstemperatur lässt hier zunächst wieder Verschlechterungen des Wertes der Kostenfunktion und somit eine große Variation der Parameter in ihren festgelegten Grenzen zu, um dann infolge der fortschreitenden Absenkung der Simulationstemperatur ein Minimum für den Wert der Kostenfunktion zu finden. In Abbildung 25 ist der auf den Kostenfunktionswert für die Startlösung normierte Verlauf der Kosten  $J_{norm}(\underline{p})$  für die Optimierung der Parameter des mechanischen Modells über jeweils  $n$  Iterationen und  $k$  Sequenzen für die beiden aufeinanderfolgenden Zyklen dargestellt. Der hierbei erreichte Wert der Kostenfunktion für den optimierten Parametersatz  $\underline{p}_{opt}$  liegt bei 25% des Wertes der Startlösung. Damit ist eine erste Bestimmung der Werte für die Elastizitäten und Dämpfungen des mechanischen Modells gelungen, welche im Folgenden durch den linearisierten Einfluss der elektromechanischen Kopplung der Aktuatoren erweitert werden.

In der zweiten Phase der Parameteridentifikation wird das in Gleichung (5.32) formulierte linearisierte Zustandsraummodell des Gesamtsystems für die Berechnung der Kostenfunktion genutzt. Der Parametersatz erweitert sich um die Materialeigenschaften der elastischen Aktuatoraufnahmen. Durch die Berücksichtigung der linearisierten Aktuatorstellkraft weist das Zustandsraummodell eine stark gestiegene algebraische Komplexität auf, wodurch die Rechenzeiten für die Optimierungsalgorithmen signifikant ansteigen. Um

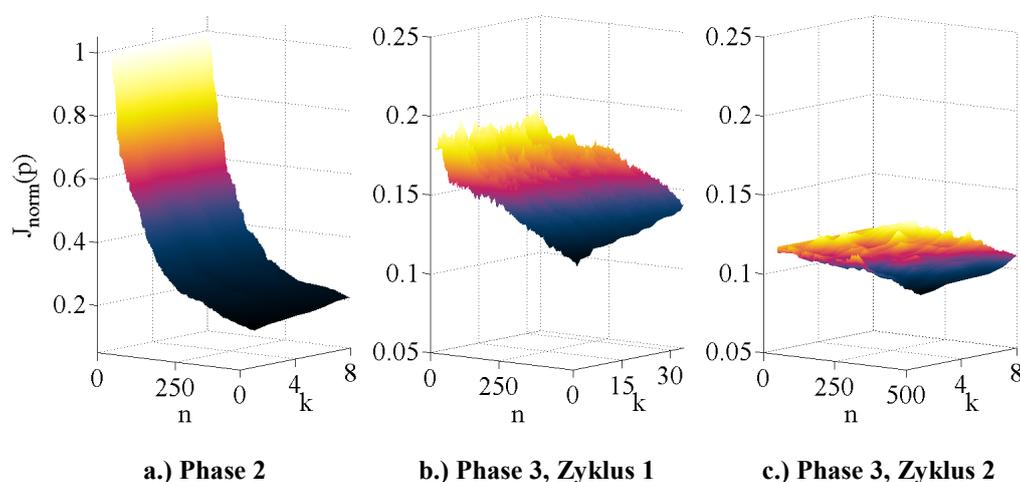


Abbildung 26: Kostenfunktionsverlauf Kompletmodell

dem zu begegnen, wird in dieser Phase zunächst nur die Parametergruppe des aktiven Hauptlagers variiert. Als Ausgangskonfiguration der übrigen elastischen Kopplungselemente wird die zuvor gewonnene Lösung aus der ersten Phase genutzt. Um dem erhöhten Rechenzeitbedarf Rechnung zu tragen, werden in Phase 2 sowohl die Anzahl der Iterationsschritte als auch die Anzahl der Sequenzen herabgesetzt. In Abbildung 26a ist der Verlauf der Kostenfunktion für diese Optimierungssequenz dargestellt. Innerhalb weniger Iterationen kann hier eine schnelle Absenkung des Kostenfunktionswertes auf etwa 17% festgestellt werden.

Abschließend wird in der dritten Phase der zu optimierende Parametersatz so erweitert, dass er alle eingeführten Parametergruppen der Tabelle 2 umfasst. Für die nun durchgeführten zwei Optimierungszyklen kann eine deutlich geringere Konvergenzgeschwindigkeit der Kostenfunktionsverläufe, die in Abbildung 26b und c dargestellt sind, festgehalten werden. Die mit einer erhöhten Anzahl von Sequenzen bestimmte Lösung des ersten Zyklus (Abbildung 26b) wird als Initialkonfiguration für den zweiten Zyklus der Optimierungssequenzen (Abbildung 26c) genutzt. Der hierbei erreichte Wert der normierten Kostenfunktion liegt bei 9,5% der Ausgangslösung der Phase zwei. Damit ist eine hinreichend genaue Identifikation der Systemparameter gelungen. Die Darstellung der Amplitudengänge der mit den Parametersätzen in den einzelnen Phasen der Optimierung erreichten Annäherungen an das experimentell bestimmte Systemverhalten erfolgt im Anhang B.

Das so parametrisierte linearisierte Zustandsraummodell des 3D-Rumpfmotorprüfstandes weist aufgrund des methodischen Modellierungsansatzes und der Anzahl der Freiheitsgrade der Modellkörper eine Vielzahl von Zuständen auf. Für die weitere Nutzung in modellbasierten Reglerentwurfsverfahren und die spätere Implementierung auf der RCP-Hardware am Prüfstand, wird im Folgenden eine Reduktion der Systemzustände durchgeführt.

### 5.5 Modellreduktion

Das mit Hilfe des Simulated Annealing Optimierungsverfahrens parametrisierte Zustandsraummodell der 3D-Prüfstandsumgebung für das aktive Motorlagerinterface besitzt in seiner zuvor dargelegten Konfiguration 26 Systemzustände. Diese hohe Anzahl resultiert aus dem offenen methodischen Modellierungsansatz mit dem allgemeine Mehrkörpersysteme als ZR-Modell beschrieben werden können. Hier führen die Berücksichtigung der

dreidimensionalen Verschiebungs- und Rotationsfreiheitsgrade der beiden Modellkörper, sowie die durchgeführte Erweiterung um den elektrischen Ansteuerkreis und die linearisierte Aktuatorstellkraft, zu einer großen Anzahl von Systemzuständen. Für eine spätere Reglerimplementierung wird eine Reduktion dieser Zustände durchgeführt.

Die beiden Übertragungsverhalten  $G_{uy}$  und  $G_{zy}$  werden als die Modellverhalten der Lagerkraft infolge der Aktuatorspannung sowie der anregenden Kraft im Modellreduktionsverfahren getrennt betrachtet. Für das Modell der Störübertragungsfunktion  $G_{zy}$  können besonders hochfrequente beziehungsweise besonders tieffrequente Eigenwerte aus der Systemmatrix eliminiert werden, ohne dass eine signifikante Veränderung des Modellverhaltens im identifizierten Frequenzbereich auftritt. Die tiefen Eigenwerte im Frequenzbereich unter  $10\text{ Hz}$  können auf die Starrkörpermoden der schweren, weich gelagerten Schwingtischplatte zurückgeführt werden und haben auf die betrachtete Ausgangsgröße  $F_{ML_z}$  einen vernachlässigbaren Einfluss. Die schnellen Eigenwerte oberhalb  $100\text{ Hz}$  resultieren aus den Gier- und Nickfreiheitsgraden des Rumpfmotors sowie dem mitmodellierten hochdynamischen elektrischen Verhalten der Aktuatoransteuerung. Diese können für das Grundverhalten des kraftherregten Rumpfmotors ebenfalls vernachlässigt werden. Mit Hilfe einer Eigenwertzerlegung kann eine modale Reduktion des Systems durchgeführt werden und sowohl die langsamen als auch die schnellen Eigenwerte abgespalten werden [81]. Für die Ordnungsreduktion des Übertragungsverhaltens  $G_{uy}$  des Systems infolge der Anregung über die elektrische Ansteuerung der Aktuatoren ist eine Abspaltung der hochdynamischen Pole über dieses Verfahren nicht ohne signifikante Veränderungen des Modellverhaltens im Zielfrequenzbereich möglich. Der Grund hierfür

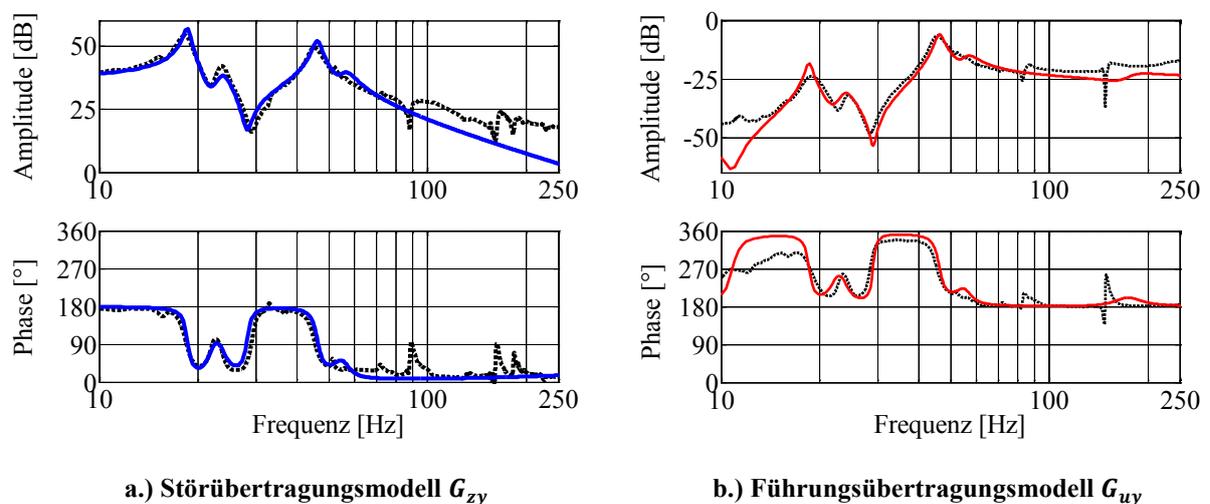


Abbildung 27: Reduziertes Modellverhalten des 3D-Prüfstandes

liegt in der starken Kopplung zwischen der Eingangsgröße  $U_{in}$ , dem Zustand  $U_a$  sowie dessen Einfluss auf die Ausgangsgröße  $F_{MLz}$ .

Zur weiteren Verringerung der Modellordnung wird die Minimalrealisierung des jeweiligen Zustandsraummodells durch das Vernachlässigen der nicht steuerbaren und nicht beobachtbaren Zustände bestimmt [49]. Als Resultat liegen für die 3D-Prüfstands Umgebung zwei SISO-Zustandsraummodelle vor, bei denen die Anzahl der Systemzustände auf 8 für das Störverhalten  $G_{zy}$  beziehungsweise 12 für das Führungsverhalten  $G_{uy}$  reduziert sind. Die Frequenzgänge der resultierenden Systeme sind in Abbildung 27 zusammen mit den experimentell bestimmten Verhalten vergleichend dargestellt.

Für das Vertikaldynamikmodell kann auf Grund der Berücksichtigung der ausschließlich translatorischen Freiheitsgrade in z-Richtung eine, an die Systemkinematik angelehnte Vereinfachung des Modells und somit eine physikalisch motivierte Reduktion der Freiheitsgrade durchgeführt werden. Zur Beschreibung des Schwingungsverhaltens der Rumpfmotormasse wird das Viertelfahrzeugmodell im trivialsten Fall als Einmassenschwinger modelliert. Hier werden die Einflüsse der Aufbaumasse sowie der Elastizität der Radaufhängung vernachlässigt. Das so entstandene MISO-Modell besitzt nur vier Systemzustände; zwei bilden das kinematische Grundsystem ab und zwei stellen die Erweiterung des mechanischen Modells um die zuvor beschriebene elektromechanische Kopplung über die Aktuatorspannung und die vertikale Aktuatorstellkraft dar. Die Frequenzgänge des so beschriebenen Verhaltens sind in Abbildung 28 zusammen mit den experimentell bestimmten Verläufen dargestellt. Der Vergleich mit den zuvor gezeigten

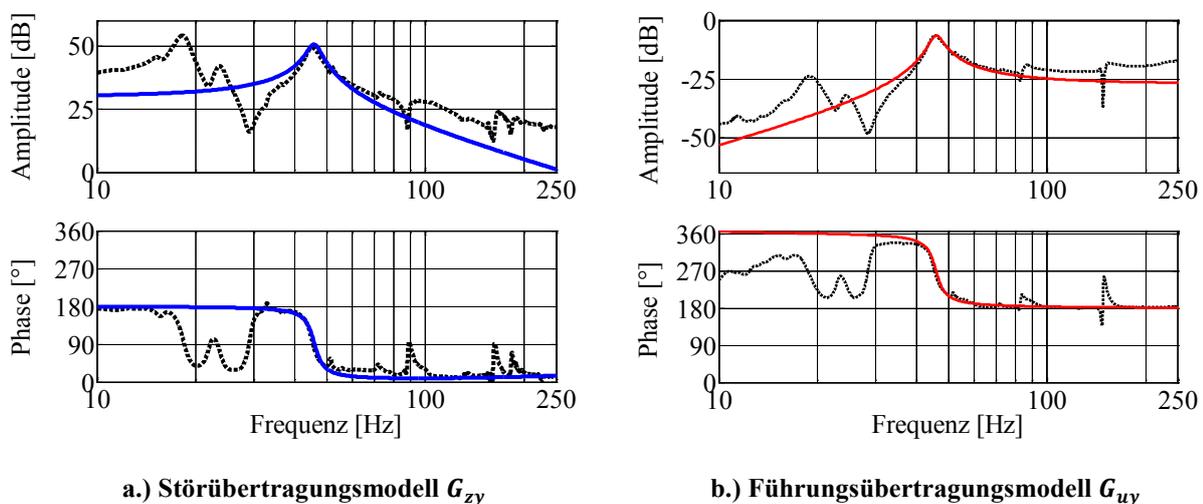


Abbildung 28: Reduziertes Modellverhalten des Vertikaldynamikmodells

Modellfrequenzgängen verdeutlicht, dass die vorgenommene Reduktion der Freiheitsgrade und Systemmassen nur die Abbildung einer Resonanzstelle des mechanischen Systems ermöglicht. Die Ausprägung weiterer Starrkörpermoden um andere mechanische Freiheitsgrade der Prüfstandsmassen ober- und unterhalb dieser Resonanzstelle ist hier vernachlässigt. Die durch die in diesem Kapitel beschriebene Modellbildung gewonnenen Modelle dienen als Grundlage für die im folgenden Kapitel 6 vorgestellte modellbasierte Reglerentwurfsmethodik.

## 5.6 Behandlung der geometrischen Nichtlinearitäten

Der konstruktive Aufbau des vorgeschlagenen Lagerinterfaces und die Wirkungsweise der Stellkraftgenerierung direkt im Kraftflusspfad führen zu einem starken Einfluss des Anstellwinkels der Aktuatoren  $\alpha$ . Dieser stellt sich in Abhängigkeit der Lagereinfederung ein und beeinflusst sowohl die vertikal wirksam werdenden Elastizitätseigenschaften des aktiven Pfades als auch die von den Aktuatoren aufgebrauchte vertikale effektiv nutzbare Stellkraftkomponente. Die Einfederung des Lagers erfolgt als eine Reaktion auf die statischen und quasistatischen Belastungen auf das elastische Lagerelement und ist als eine vom mittleren Motordrehmoment abhängige Größe darstellbar. Auf Basis der analytischen Formulierung der nichtlinearen Stellkraft im aktiven Kraftflusspfad des Lagers und der durchgeführten Linearisierung für verschiedene Arbeitspunkte kann eine Gruppe von arbeitspunktspezifischen linearisierten Zustandsraummodellen berechnet werden, die das dynamische Verhalten der Prüfstandsumgebungen beschreiben.

Abbildung 29 zeigt die resultierenden Frequenzgänge für Stör- und Führungsverhalten

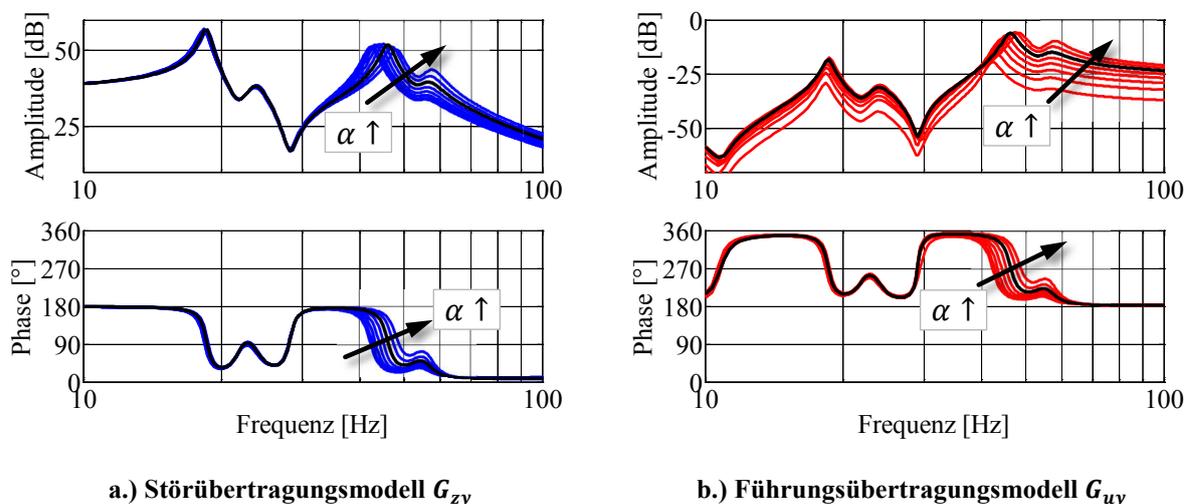


Abbildung 29: Einfluss des Winkels  $\alpha$

des 3D-Prüfstandes bei einer Variation der Lagereinfederung. Die Kurvenschar zeigt für in Pfeilrichtung größer werdende  $\alpha$ , also der Zunahme der Ausfederung, die Ausprägung des Modellverhaltens an den Arbeitspunkten. Die vertikale Lagereinfederung ist hier in Schritten von einem Millimeter variiert worden. Der Frequenzgang des anhand der experimentell bestimmten Prüfstandsbedingungen ermittelten Arbeitspunktes der Einfederung ist in der Schar mit einer schwarzen Linie gekennzeichnet. Für kleinere Winkel  $\alpha$  wird eine Abnahme der Eigenfrequenz des dominanten Starrkörpermodes der Rumpfmotormasse beobachtet. Für das Führungsverhalten, also dem Einfluss der angelegten elektrischen Eingangsspannung  $U_{in}$  auf die Lagerkraft kann eine deutliche Abnahme der Amplituden verzeichnet werden, wobei die Veränderung des Phasengangs oberhalb der betrachteten Resonanzstelle hierbei vernachlässigbar sind. In [98] wird der Ansatz einer adaptiven Anpassung der Reglerverstärkung für dieses Setup diskutiert, um in Abhängigkeit vom Einfederungszustand, letztlich also in Abhängigkeit des mittleren Motordrehmomentes, eine nichtlineare Korrektur der Amplituden der Ansteuerspannung der Piezokeramiken nachzuführen. Hierfür wird die geometrische Beziehung zwischen  $F_{\perp}$  und  $F_{\alpha}$  nach Gleichung (5.20) genutzt und eine Sinusfunktion zur Skalierung verwendet. Über so ein Verfahren kann auch für mittlere Abweichungen um einen Arbeitspunkt eine zusätzliche Verbesserung der Regelgüte erreicht werden, da für den Parameter der Einfederung die linearisierte AP-Näherung adaptiv korrigiert wird.

## 6 Reglerentwurfsverfahren

Das Schwingungssystem des aktiven Lagers und der Modellmassen kann durch die beiden zuvor bestimmten Übertragungsmodelle  $G_{uy}$  und  $G_{zy}$  charakterisiert werden. Das Störübertragungsverhalten  $G_{zy}$ , also das dynamische Verhalten der vertikal wirkenden Lagerkraft  $F_{MLz}$  infolge einer Erregerkraft  $F_{in}$  an der Rumpfmotormasse sowie das Führungsübertragungsverhalten  $G_{uy}$ , der Einfluss einer angelegten elektrischen Eingangsspannung  $U_{in}$  am Ansteuerkreis der piezokeramischen Aktuatoren auf die Kraft  $F_{MLz}$ , lassen sich zu einem MISO-System nach Abbildung 30 zusammenfassen. Im Folgenden

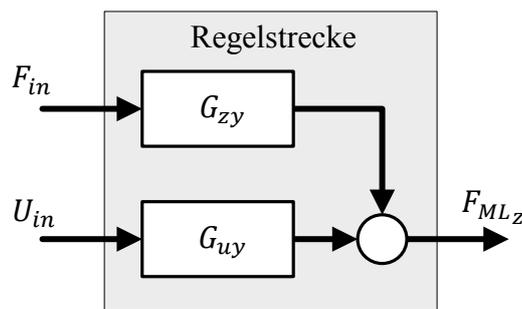


Abbildung 30: MISO-Struktur

werden drei Regelkreisstrukturen zur Reduktion der auftretenden Körperschallanregungen vorgestellt und hinsichtlich ihrer Güte und Eignung für die Ansteuerung des aktiven Motorlagers untersucht. Der Entwurf der Regler erfolgt hierbei modellbasiert anhand der gemäß den aufgebauten Prüfstandsumgebungen parametrisierten linearen Zustandsraumbeschreibungen.

### 6.1 Störgrößenvorsteuerung

Die drehzahl- und lastabhängigen Anregungskräfte eines Vierzylinder-Hubkolbenmotors, wie sie im Abschnitt 4.1 diskutiert wurden, können ihrem Frequenzgehalt nach durch eine Superposition einzelner äquidistant verteilter tonaler Signaleinträge mit den Frequenzen der Motorordnungen charakterisiert werden. Das resultierende Anregungsspektrum weist sowohl die ganzzahligen Vielfachen der ersten Motorordnung als auch deren halbe Viel-

fachen auf. Es konnte gezeigt werden, dass diese in Abhängigkeit des Kurbelwinkels analytisch erfassbare Regelmäßigkeit die Möglichkeit einer zuverlässigen Schätzung der von der VKM auf die Motorlagerung wirkenden Kraftverläufe bietet [97]. Hierzu werden erweitere Informationen des Motormanagements genutzt. So kann für verschiedene Arbeitspunkte im Motormoment-Drehzahl-Kennfeld durch die Auswertung von Drehzahl, Kurbelwinkel und Brennkammerdruck beziehungsweise Lastmoment die Kraft  $\tilde{F}_{in}$  berechnet werden. Mit ihr steht eine Schätzung der motorseitig auf die Regelstrecke wirkenden Störeinträge zur Verfügung. So ist der Aufbau einer Störgrößenvorsteuerung nach Abbildung 31 möglich. Der klassische Ansatz für die Kompensation des Störgrößeneinflusses besteht aus der Aufschaltung der Störung auf den Systemeingang und sieht hierbei eine Invertierung des Regelstreckenmodells vor. Dies stellt neben der Forderung nach einer minimalphasigen sowie stabilen Regelstrecke eine Einschränkung beim Entwurf von Kompensationsstrukturen dar. Für physikalische Systeme führt eine Invertierung auf-

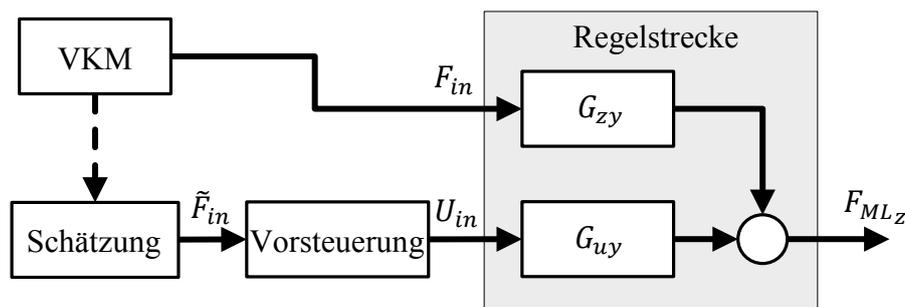


Abbildung 31: Schema der Störgrößenvorsteuerung

grund des allgemein vorhandenen Polstellenüberschusses nicht zwangsläufig zu stabilen Regelkreiselementen. Daher wird bei der Berechnung der hier verwendeten Störgrößenvorsteuerung auf einen alternativen Ansatz zurückgegriffen. Mit diesem kann auch für eine Familie von Systemen, wie sie infolge der offenen Modellierung der mechanischen Mehrkörpersysteme auftritt, in einer standardisierten Entwurfsmethodik ein stabiler Regler bestimmt werden.

Als Verfahren wird ein modellbasierter  $H_\infty$ -Ansatz vorgeschlagen, wie er von ZAMES [95] vorgestellt wurde. Als  $H_\infty$ -Norm eines dynamischen Systems ist das Supremum der Singulärwerte  $\bar{\sigma}$  seiner Übertragungsfunktion  $G(j\omega)$  formuliert. Sie kann vereinfacht als das Maximum des sich aus dem dynamischen Verhalten eines Systems ergebenden Frequenzgangverlaufs über der Frequenz interpretiert werden.

$$\|G(s)\|_\infty = \sup_{\omega} \bar{\sigma} \{G(j\omega)\} \quad (6.1)$$

Für die Singulärwerte  $\bar{\sigma}$  kann bewiesen werden, dass sie genau dann alle streng unterhalb eines Wertes  $\gamma$  liegen, wenn die Lösung  $\mathcal{K}$  der algebraischen RICCATI-Operator-Gleichung (6.2) (algebraic RICCATI HILBERT space equation, ARHE) den Operator nach (6.3) stabilisiert [22, 24, 26]. Für einen verallgemeinerten Regelkreis nach Abbildung 32 werden hierfür die Streckenmodelle aus der zuvor durchgeführten Modellierung sowie nachfolgend diskutierte Wichtungsfunktionen zur Beschreibung des  $H_\infty$ -Regelstreckenmodells zusammengefasst. Die ARHE wird nach MCFARLANE und GLOVER [59] für das vorliegende Problem mit Hilfe der so gewonnenen Zustandsraummatrizen beziehungsweise -vektoren  $\mathcal{A}, \mathcal{B}, \mathcal{C}$  des Streckenmodells des verallgemeinerten Regelkreises aufgestellt. Es werden die numerischen Lösungen zweier RICCATI-Matrix-Gleichungen zur Ermittlung der Lösung  $\mathcal{K}$  der ARHE bestimmt.

$$0 = \mathcal{A}^T \mathcal{K} + \mathcal{K} \mathcal{A} + \frac{1}{\gamma^2} \mathcal{K} \mathcal{B} \mathcal{B}^T \mathcal{K} + \mathcal{C}^T \mathcal{C} \quad (6.2)$$

$$\mathcal{A} + \frac{1}{\gamma^2} \mathcal{B} \mathcal{B}^T \mathcal{K} \quad (6.3)$$

Es kann gezeigt werden, dass ein  $\gamma$  existiert für das die Beziehung (6.4) gilt.

$$\bar{\sigma}\{G(j\omega)\} < \gamma, \text{ also } \|G(s)\|_\infty < \gamma. \quad (6.4)$$

Durch diese Eigenschaft kann die Größe  $\gamma$  direkt als Gütekriterium in dem als  $\gamma$ -Iteration bekannten Berechnungsprozess genutzt werden. Der Wert für  $\gamma$  wird solange verkleinert, wie die Lösung den verallgemeinerten Regelkreis stabilisiert, die Matrix nach (6.3) also keine instabilen Eigenwerte in der rechten komplexen Halbebene besitzt [77].

Für die Störgrößenvorsteuerung wird nun auf Basis der zuvor für das Vertikaldynamikmodell nach Abbildung 19 gewonnenen linearisierten Systembeschreibung in dem iterativen numerischen Verfahren ein Modell des Vorsteuerungsgliedes berechnet, das nach SAFONOV et al. [81] stets stabil ist. Das allgemeine Regelziel für das aktive Motorlager ist

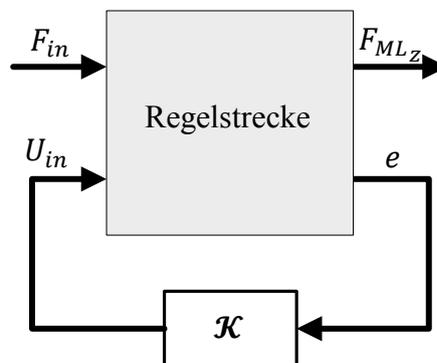


Abbildung 32: Verallgemeinerter Regelkreis

jedoch nicht die Maximalamplitude der Lagerkraft zu minimieren, wie es das Verfahren leistet, sondern eine Reduktion der über das Lager übertragenen dynamischen Kräfte in einem breiteren Frequenzbereich zu erreichen. Hierzu werden Wichtungsfunktionen genutzt, mit denen die Singulärwerte des Systems für die Reglerauslegung in dem Zielfrequenzbereich angehoben werden. Für die Struktur dieser Wichtungsfunktionen gilt die Forderung nach asymptotisch stabilem Verhalten; der Polynomgrad des Zählers der Übertragungsfunktion muss mindestens gleich oder kleiner dem des charakteristischen Polynoms sein [77]. In Abbildung 33a ist die für die Berechnung des  $H_\infty$ -Vorsteuergliedes definierte Entwurfsstruktur mit der Wichtungsfunktion  $W_y$  dargestellt. Für das Vertikaldynamikmodell wird für die Wichtung ein  $PD_1T_1$ -Verhalten genutzt. Dadurch lässt sich der im Modellverhalten vorliegende Amplitudenabfall von 20 dB/Dekade ausgleichen. Der Regler wird dadurch im Frequenzbereich oberhalb der Resonanzstelle stärker gewichtet ausgelegt. Die Verläufe von Störübertragungsverhalten und Wichtungsübertragungsfunktion sind in Abbildung 33b quantitativ dargestellt.

Allgemein sind die Systemordnungen der mit diesem Entwurfsverfahren entwickelten Lösungen verhältnismäßig groß, da sie sich aus der Summe der Ordnungen der Teilsysteme und der genutzten Wichtungsfunktionen ergeben. Die Übertragungsmatrix des bestimmten Regelkreisgliedes ist in der Regel voll besetzt und besitzt einen hohen MCMILLAN-Grad. Es werden frequenzbandselektive Ordnungsreduktionsverfahren wie sie in Abschnitt 5.5 vorgestellt wurden genutzt, um die Pol-Nullstellenverteilung der Übertragungsfunktion des Reglers entsprechend anzupassen und die Systemordnung zu reduzie-

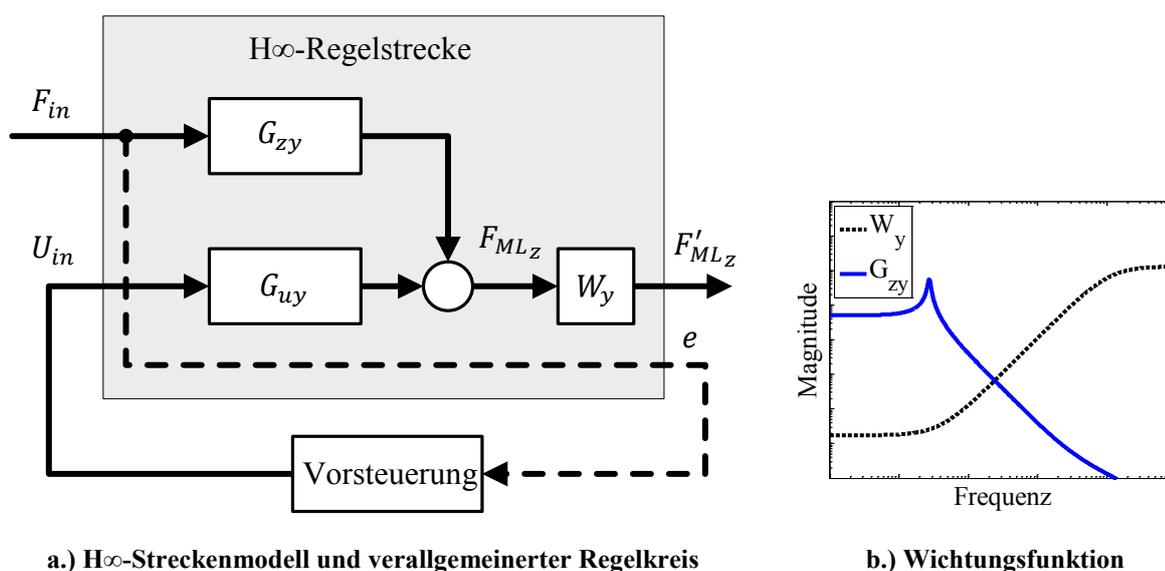


Abbildung 33:  $H_\infty$ -Störgrößenvorsteuerung

ren [98]. Dabei muss stets überprüft werden, ob für das so modifizierte Reglermodell die Stabilität und die regelungstechnischen Ziele gewahrt bleiben. Die körperschallreduzierende Wirkung des mit diesem Ansatz bestimmten  $\mathcal{K}$  wird im Anschluss mit Hilfe der 1D-Testumgebung experimentell validiert.

Bei der Störgrößenvorsteuerung in der hier vorgestellten Form handelt es sich um eine Struktur mit offener Signalkette. Das führt infolge des fehlenden Rückkopplungszweiges dazu, dass sich einerseits Modellfehler in der Schätzung der anregenden Kräfte direkt güttemindernd auf die Reduktion der Körperschallanregungen auswirken. Weiterhin kommt es an einer realen VKM zu stochastischen Schwankungen der Einspritz-, Verdichtungs- und Zündvorgänge in den einzelnen Zylindern und infolge dessen zu unterschiedlichen Ausprägungen der Brennkammerdruckverläufe [55]. Diese variablen Einflüsse auf die Kraftanregung werden in der vorliegenden Konfiguration der Schätzung der Kraft  $\tilde{F}_{in}$  aus dem gemessenen Druckverlauf eines Zylinders und phasenverschobener Superposition zur Mehrzylindermaschine vernachlässigt. Ebenso wenig ist bei der genutzten Störgrößenvorsteuerung die Berücksichtigung von straßenprofilangeregten, über das Fahrwerk übertragenen Vibrationen und die daraus resultierenden Starrkörperbewegungen des Aufbaus und des Aggregats möglich. Sollen diese, direkt auf die Lagerkraft Einfluss nehmenden Effekte berücksichtigt werden, müssen Sensorinformationen zum Lagerbelastungszustand beziehungsweise den Bewegungszuständen von Motor- und Aufbaumasse vorliegen, die es ermöglichen die offene Kette zum Regelkreis zu schließen.

## 6.2 Lagerkraftregler

Als Ansatz zur geregelten Ansteuerung des aktiven Lagerinterfaces wird eine Regelkreisstruktur nach Abbildung 34 untersucht, bei der die zu minimierende Lagerkraft in vertikaler Richtung als Regelgröße genutzt wird. Dazu muss die dynamische Belastung des Lagers erfasst werden. Dies kann direkt, durch die Integration eines Kraftsensors im Kraftflusspfad oder indirekt, über die Auswertung lagerkraftproportionaler Größen erfolgen. Da die piezokeramischen Aktuatoren im Kraftflusspfad des aktiven Lagerinterfaces liegen, lassen sich während ihres Einsatzes als Steller auch sensorische Informationen gewinnen. Infolge der elektromechanischen Kopplungseigenschaft des piezokeramischen Materials gibt es, gemäß den die piezoelektrischen Materialeigenschaften beschreibenden konstitutiven Gleichungen (3.6) und (3.7), einen Zusammenhang zwischen der mechanischen Spannung, dem angelegten elektrischen Feld und der dielektrischen Verschiebung

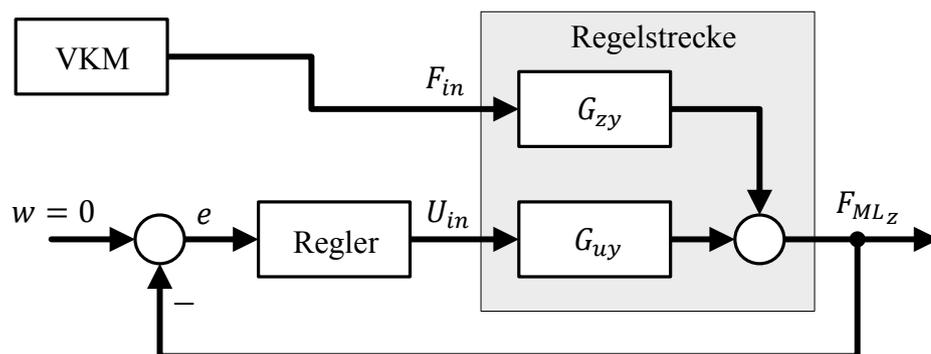


Abbildung 34: Lagerkraft-Regelkreis

im Material. DOSCH et al. [19] haben dies genutzt und einen selbstdetektierenden Ansatz für die Ermittlung der mechanischen Zustände einer Balkenstruktur anhand gemessener elektrischer Größen applizierter Piezopatchaktuatoren entwickelt. Damit konnte experimentell nachwiesen werden, dass eine zeitgleiche senso-aktuatorische Nutzung des piezokeramischen Materials möglich ist. Für einen solchen Aufbau haben SIMMERS JR et al. [84] den Einfluss von Temperaturschwankungen auf die Materialparameter der Keramik untersucht und eine entsprechende Adaptation der von ihnen genutzten analogen Tilgerkreise vorgeschlagen. JANOCHA et al. [38] entwickelten formale Modellbeschreibungen solcher Festkörperaktuatoren mit inhärenter Sensoreigenschaft unter Berücksichtigung von Hystereseeffekten. In [99] konnte gezeigt werden, dass durch eine Überwachung der elektrischen Größen der im vorgeschlagenen aktiven Lagerdesign verwendeten Piezoplaten-Aktuatoren, eine Ermittlung der dynamischen Lagerkraft möglich ist. Auf diese Weise kann ohne die Integration zusätzlicher Sensoren in das Lager ein kraftproportionales Messsignal generiert werden und so der Regelkreis geschlossen werden. An den vorgestellten Prüfstandsumgebungen zur Bewertung der Vertikaldynamik und der 3D-Dynamik des Rumpfmotors wird über eine Sensorik die Erfassung der vertikalen Lagerkraftkomponente  $F_{MLz}$  ermöglicht. Eine Kraftmessdose mit Dehnmessstreifen in Vollbrückenmessschaltung unterhalb des Lagers dient hier zur präzisen Messung der dynamischen, in die unterliegende Struktur eingeleiteten Vibrationskräfte. Die im Folgenden entworfenen Reglerstrukturen mit Rückführungszweig nutzen diese Information als Regelgröße.

Der zuvor vorgestellte  $H_\infty$ -Ansatz wird auch für den Entwurf eines Reglers mit Rückkopplungszweig genutzt. Dafür ist es erforderlich, die Struktur der Regelstrecke entsprechend Abbildung 35 zu modifizieren. Die Auslegung der Reglerübertragungsfunktion erfolgt anhand der mit der Funktion  $W_y(s)$  gewichteten Lagerkraft  $F'_{MLz}$ , so dass sich

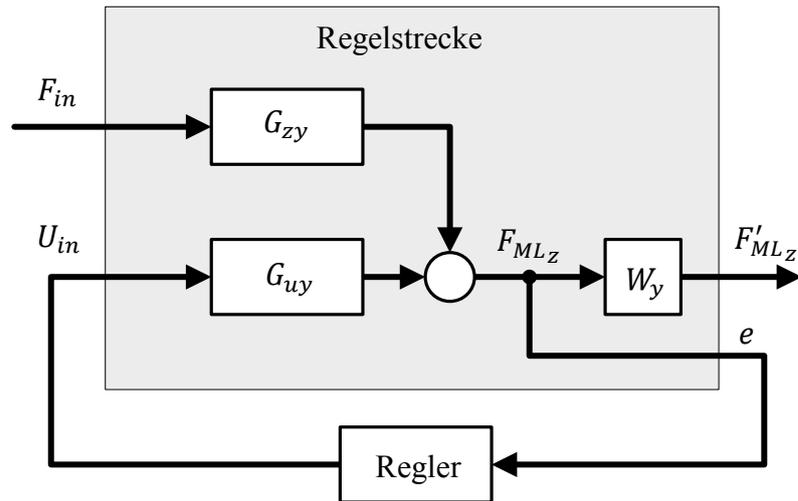


Abbildung 35:  $H_\infty$ -Entwurfsstruktur (verallgemeinerter Regelkreis)

auch hier die Amplituden des Systemausgangs in den relevanten Frequenzbereichen stärker berücksichtigen lassen. Im Sinne der Verbesserung der Implementierbarkeit auf der Zielhardware soll die Ordnung des mit dem Entwurfsverfahren bestimmten Reglers gering gehalten werden. Dazu kommen die bereits im Modellierungsprozess vereinfachten ZR-Modelle der Vertikaldynamik nach Abbildung 28 zum Einsatz. Auf diese Weise kann bereits die Systemordnung der für den Entwurf zugrunde gelegten Streckenbeschreibungen reduziert behandelt werden. Die Systemordnung des gewonnenen Reglermodells wird im Anschluss mit den zuvor vorgestellten Modellreduktionsverfahren weiter verringert. Die so gewonnene Struktur wird auf dem 3D-Rumpfmotorprüfstand implementiert und experimentell validiert.

Der sich aus der genutzten Rückkopplungsstruktur ergebende Vorteil ist, dass die tatsächlich an der Schnittstelle zur Karosseriestruktur auftretenden dynamischen und statischen Lasten erfasst werden. So liegen aktuelle Informationen über die zu minimierende Zielgröße vor, Modellierungsfehler des Schätz-Algorithmus der zuvor diskutierten offenen Kette führen hierbei also nicht zu fehlerhaften Stellsignalen. Mit der Rückkopplungsstruktur lassen sich zudem Störungen berücksichtigen, die aus einer Fußpunktanregung der elastisch über die Radaufhängung gelagerten Aufbaumasse, wie sie aufgrund des Straßenprofils auftreten, resultieren.

### 6.3 Modellprädiktiver Regelungsansatz

Für eine gute Isolation der mit der VKM vorliegenden Vibrationsquelle von der Karosserie ist eine geschlossene Regelkreisstruktur anzustreben. Auf diese Weise können die im

dynamischen Fahrbetrieb auftretenden Belastungen an der Stelle der Körperschalleinleitungspunkte Berücksichtigung finden. Wie gezeigt werden konnte, ist durch die spektrale Charakteristik der freien Kräfte und Momente des Motors eine verlässliche Schätzung der motorseitig auftretenden Störsignale aus verfügbaren Betriebsgrößen der VKM möglich. Vor diesem Hintergrund wird ein geschlossener Regelkreis mit Störgrößenschätzung als modellprädiktiver Ansatz in Anlehnung an den von CLARKE et al. [11, 12] vorgestellten Generalized Predictive Control Algorithmus (GPC) vorgeschlagen. Bei der modellprädiktiven Regelung wird auf Basis des Systemmodells in jedem Zeitschritt für einen berücksichtigten Zeithorizont eine Stellgröße berechnet, für die das Regelungsproblem optimal gelöst wird und der Systemausgang einer Solltrajektorie folgt. Hierbei ist es möglich, die Entwicklung der Stellgröße unter Berücksichtigung von Nebenbedingungen wie beispielsweise Stellgrößenbegrenzungen auch für zukünftige Zeitpunkte zu präzisieren. Dies setzt voraus, dass das vorliegende Optimierungsproblem in jedem Zeitschritt in Echtzeit gelöst werden kann, also die Ergebnisse des entsprechenden Prädiktionshorizontes rechtzeitig vorliegen [9]. Da dies speziell für Prozesse mit un stetigen oder beliebigen Nebenbedingungen beziehungsweise kleiner Schrittweite eine laufzeitkritische Forderung ist, wird im Folgenden ein vereinfachter Prädiktionsansatz verwendet. Bei diesem werden bezüglich der Formulierung der Nebenbedingungen Einschränkungen vorgenommen, so dass die Stellgrößenberechnung stets analytisch durch eine Ableitung des Kostenfunktionsals möglich ist.

### 6.3.1 Herleitung des Regelungsalgorithmus

Die zuvor entwickelten MISO-Zustandsraummodelle der Regelstrecke können in ihrer zeitdiskreten Form durch Gleichung (6.5) beschrieben werden. Die Eingangsmatrix wird in zwei Eingangsvektoren  $\underline{\Gamma}_u$  und  $\underline{\Gamma}_z$  aufgespalten, so dass der eindimensionale Störgrößeneingang zum  $k$ -ten Zeitschritt  $z_k$  über den Störeingangsvektor  $\underline{\Gamma}_z$  auf die Systemzustände wirkt, während die Eingangsgröße  $u_k$  über den Vektor  $\underline{\Gamma}_u$  wirkt. Ein direkter Durchgriff der Störgröße auf den Systemausgang kann aus der durchgeführten Modellbildung nicht abgeleitet werden und wird demnach im Folgenden vernachlässigt ( $d_z = 0$ ).

$$\begin{aligned} \underline{x}_{k+1} &= \Phi \underline{x}_k + \underline{\Gamma}_u u_k + \underline{\Gamma}_z z_k \\ y_k &= \underline{c}^T \underline{x}_k + d_u u_k \end{aligned} \quad (6.5)$$

Die diskrete Ausgangsgleichung kann für den Zeithorizont  $k = 1 \dots n$  symbolisch aufgestellt werden und nach der Separation des Startsystemeingangs  $u_0$  sowie des Startzu-

standsvektors  $\underline{x}_0$  mit Gleichung (6.6) oder kurz mit Gleichung (6.7) beschrieben werden. Die Bezeichnungen Startzustand und Startsystemeingang beziehen sich jeweils auf die aktuellen Initialwerte für  $u_k$  und  $\underline{x}_k$  in jedem berechneten Prädiktionshorizont, also den Zeitschritt  $k = 0$ . Die Vektoren  $\underline{y}$ ,  $\underline{u}$  und  $\underline{z}$  stellen die für den betrachteten Zeithorizont bis  $k = n$  prädizierten und gestapelten Größen dar.

$$\begin{aligned}
 \begin{bmatrix} y_1 \\ y_2 \\ \vdots \\ y_n \end{bmatrix} &= \begin{bmatrix} d_u & 0 & \cdots & 0 & 0 \\ \underline{c}^T \Phi^0 \underline{\Gamma}_u & d_u & \ddots & \vdots & 0 \\ \underline{c}^T \Phi^1 \underline{\Gamma}_u & \underline{c}^T \Phi^0 \underline{\Gamma}_u & \ddots & 0 & \vdots \\ \vdots & \vdots & \ddots & d_u & 0 \\ \underline{c}^T \Phi^{n-2} \underline{\Gamma}_u & \cdots & \underline{c}^T \Phi^1 \underline{\Gamma}_u & \underline{c}^T \Phi^0 \underline{\Gamma}_u & d_u \end{bmatrix} \begin{bmatrix} u_1 \\ u_2 \\ \vdots \\ u_n \end{bmatrix} \\
 &+ \begin{bmatrix} \underline{c}^T \Phi^0 \underline{\Gamma}_u \\ \underline{c}^T \Phi^1 \underline{\Gamma}_u \\ \vdots \\ \underline{c}^T \Phi^{n-1} \underline{\Gamma}_u \end{bmatrix} u_0 + \begin{bmatrix} \underline{c}^T \Phi^1 \\ \underline{c}^T \Phi^2 \\ \vdots \\ \underline{c}^T \Phi^n \end{bmatrix} \underline{x}_0 \\
 &+ \begin{bmatrix} \underline{c}^T \Phi^0 \underline{\Gamma}_z & 0 & \cdots & 0 \\ \underline{c}^T \Phi^1 \underline{\Gamma}_z & \underline{c}^T \Phi^0 \underline{\Gamma}_z & \cdots & 0 \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ \underline{c}^T \Phi^{n-1} \underline{\Gamma}_z & \cdots & \underline{c}^T \Phi^1 \underline{\Gamma}_z & \underline{c}^T \Phi^0 \underline{\Gamma}_z \end{bmatrix} \begin{bmatrix} z_0 \\ z_1 \\ \vdots \\ z_{(n-1)} \end{bmatrix}
 \end{aligned} \tag{6.6}$$

$$\underline{y} = \mathbf{M} \underline{u} + \mathbf{N} u_0 + \mathbf{O} \underline{x}_0 + \mathbf{P} \underline{z} \tag{6.7}$$

Zur Bewertung des Stellgrößenaufwands und des Regelgrößenverhaltens wird eine quadratische Kostenfunktion  $J$  genutzt.

$$J(\underline{y}, \underline{u}) = \frac{1}{2} (\underline{y}^T \mathbf{Q} \underline{y} + \underline{u}^T \mathbf{R} \underline{u}) \tag{6.8}$$

Die Wichtung erfolgt hierbei über die beiden Diagonalmatrizen  $\mathbf{Q}$  und  $\mathbf{R}$ . Das Einsetzen der zuvor gefundenen Formulierung für  $\underline{y}$  in das Kostenfunktional zeigt, dass die unabhängige Variable nur die Stellgröße  $\underline{u}$  ist. Als Optimalitätsbedingung wird der Ansatz einer optimalen Steuerung verfolgt und das globale Minimum der quadratischen Kostenfunktion nach Gleichung (6.9) gesucht. Damit die Ableitung der Kostenfunktion analytisch eindeutig durchführbar ist, muss die Formulierung von Nebenbedingungen wie hier in quadratischer Form erfolgen. Sollen allgemeine Nebenbedingungen wie Begrenzungen oder nicht stetig differenzierbare Funktionale berücksichtigt werden, muss ein alternatives iteratives Verfahren zur Lösung genutzt werden. Durch die hier getroffene Einschränkung lässt sich der Vektor der optimalen Stellgrößen für den Prädiktionshorizont nach Gleichung (6.10) bestimmen.

$$\frac{dJ(\underline{u})}{d\underline{u}} = (\mathcal{M}^T \mathbf{Q} \mathcal{M} + \mathbf{R}) \underline{u} + \mathcal{M}^T \mathbf{Q} (\underline{\mathcal{N}} u_0 + \mathbf{O} \underline{x}_0 + \mathbf{P} \underline{z}) \stackrel{!}{=} 0 \quad (6.9)$$

$$\underline{u} = -(\mathcal{M}^T \mathbf{Q} \mathcal{M} + \mathbf{R})^{-1} \mathcal{M}^T \mathbf{Q} (\underline{\mathcal{N}} u_0 + \mathbf{O} \underline{x}_0 + \mathbf{P} \underline{z}) \quad (6.10)$$

Mit der Substitution

$$\mathbf{H} = -(\mathcal{M}^T \mathbf{Q} \mathcal{M} + \mathbf{R})^{-1} \mathcal{M}^T \mathbf{Q} \quad (6.11)$$

ergibt sich die Reglergleichung zu:

$$\underline{u} = \mathbf{H} (\underline{\mathcal{N}} u_0 + \mathbf{O} \underline{x}_0 + \mathbf{P} \underline{z}). \quad (6.12)$$

Für die Bestimmung des Zustandsvektors zum aktuellen Zeitpunkt  $\underline{x}_0$  am Beginn jedes Prädiktionshorizontes wird beim GPC-Verfahren ein Zustandsbeobachter benötigt, der aus parallel gerechneten, parametrisierten ZR-Modellen und einer gewichteten Beobachtungsfehlerrückführung die Systemzustände  $\hat{\underline{x}}$  schätzt. In der vorliegenden Implementierung wird hierfür eine Beobachterstruktur nach LUENBERGER [53] genutzt. Die in die Berechnung des Stellgrößenvektors eingehenden Störsignale werden durch die, bereits bei der Behandlung der Störgrößenvorsteuerung vorgestellten, arbeitspunktabhängigen Schätzermodelle bestimmt. Da die Berechnung der aktuellen Stellgröße in jedem Zeitschritt erfolgt, wird nur die erste Komponente des Vektors  $\underline{u}$  benötigt. Es ergibt sich die in Gleichung (6.14) zusammengefasste Berechnungsvorschrift für die Stellgröße  $U_{in}$ .

$$\underline{u} = \mathbf{H} (\underline{\mathcal{N}} u_0 + \mathbf{O} \hat{\underline{x}} + \mathbf{P} \underline{z}) \quad (6.13)$$

$$u_1 = K_u u_0 + K_x \hat{x} + K_z \underline{z} \quad (6.14)$$

Die Struktur des kompletten GPC-Regelkreises ist in Abbildung 36 dargestellt. Die interne Fehlerrückführungsverstärkung des Beobachters  $\underline{L}$  wird nach KALMAN [40] so berechnet, dass für den gewichteten Beobachtungsfehler sowie die gewichteten Modellkorrekturen, eine kostenoptimale Lösung vorliegt. Hierfür wird eine diskrete RICCATI-Gleichung gelöst, deren interne Wichtungparameter  $\mathbf{R}_B$  und  $\mathbf{Q}_B$  als weitere Freiheitsgrade für den Gesamtentwurf zur Verfügung stehen [51, 91].

Mit dem vorgestellten Ansatz eines vereinfachten GPC-Einschritt-Optimierungsverfahrens lässt sich eine Reglerauslegung mit statischen Parametern finden, welche die Führungs- und Störgrößendynamik des zugrunde gelegten diskreten ZR-Modells berücksichtigt. Über die Beobachtung der Systemzustände aus der gemessenen Lagerbelastung wird eine Zustandsregelung mit zusätzlicher Störgrößenvorsteuerung realisiert.

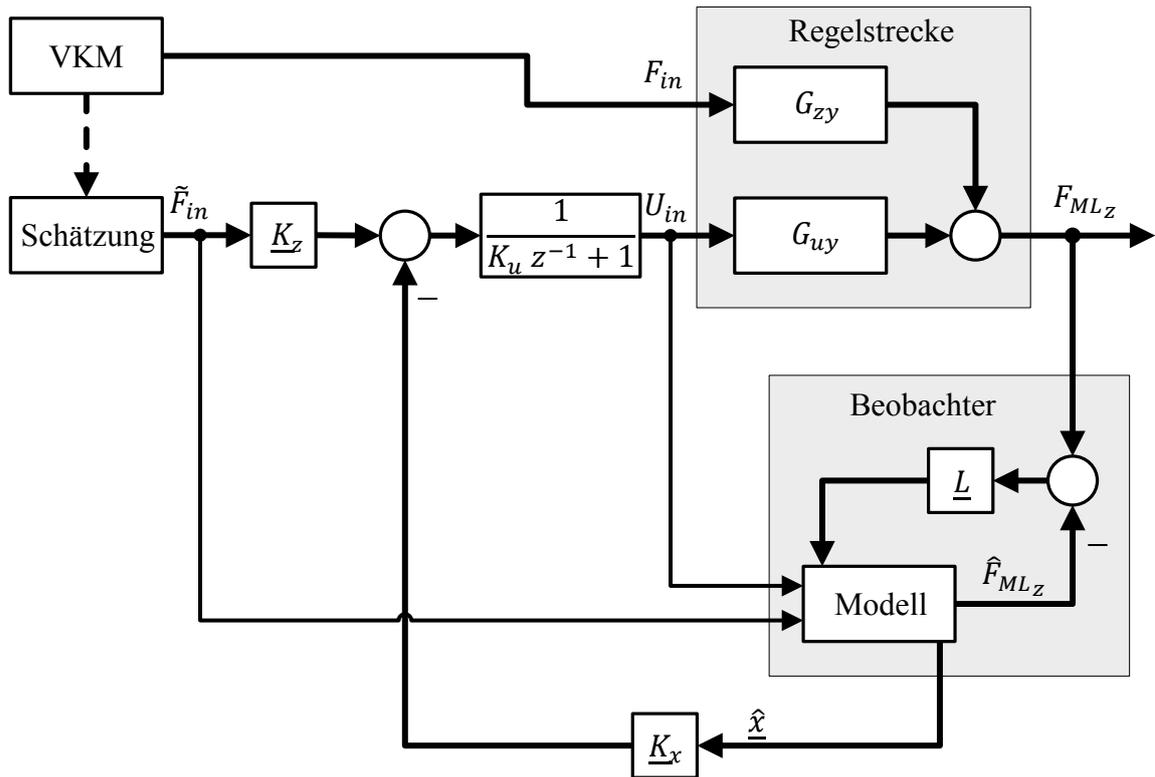


Abbildung 36: GPC-Regelkreis

### 6.3.2 Bestimmung des Prädiktionshorizontes

Die Länge des theoretisch frei wählbaren Prädiktionshorizontes hat einen erheblichen Einfluss auf die für die Bestimmung der Reglerparameter  $K_u$ ,  $K_x$  und  $K_z$  benötigte Rechenzeit, da die Größe der Matrizen und Vektoren des GPC-Problems direkt von dieser abhängen. Es soll nun dargestellt werden, anhand welcher Kriterien eine Auswahl der Horizontlänge erfolgen kann.

Im vorliegenden Fall des GPC-Ansatzes mit den für die Nebenbedingungen formulierten Einschränkungen werden Reglerkoeffizienten durch die direkte Ableitung des Kostenfunktional bestimmt. Hierbei hat die Anzahl der berücksichtigten diskreten Zeitschritte Einfluss auf die Ergebnisse für die berechneten Koeffizienten der Reglergleichung (6.13). Die Zeitkonstanten des betrachteten Systems lassen sich allgemein als Indikatoren für die zu wählende Länge des Horizontes nutzen. Für zu klein gewählte Prädiktionshorizonte liefert die Lösung des in (6.9) formulierten Minimierungsproblems keine stabile Reglerlösung, da für eine verlässliche Prädiktion des Systemverhaltens und somit auch der optimalen Stellgröße, die größte dominante Zeitkonstante des Modellverhaltens signifikant ist und berücksichtigt werden muss. Ein allgemeingültiger Stabilitätsnachweis für Zeitpunkte  $t \rightarrow \infty$  kann für modellprädiktive Ansätze nicht erfolgen, da die Optimierung der

Stellgröße immer nur für den gewählten Prädiktionshorizont durchgeführt wird [9]. Für Zeitpunkte außerhalb dieses Horizontes kann also zunächst keine genaue Aussage über das Systemverhalten getroffen werden.

Bereits 1893 formulierte LYAPUNOV grundlegende Aussagen zur asymptotischen Stabilität von dynamischen Systemen [54]. Diese liegt demnach vor, wenn es eine statische Ruhelage der Systemzustände gibt, in welche diese nach einer Anfangsauslenkung einschwingen. Da das Minimum des Kostenfunktional analytisch lösbar ist, kann für einen unendlich langen Horizont mit dem hier vorgestellten Ansatz eine Lösung für die statischen Reglerkoeffizienten bestimmt werden. Es wird für das diskrete lineare zeitinvariante ZR-Modell ein Regler mit statischen Parametern entworfen werden, dessen Koeffizienten für zunehmende Horizontlängen konvergieren. Dies wird in Anlehnung an die zuvor

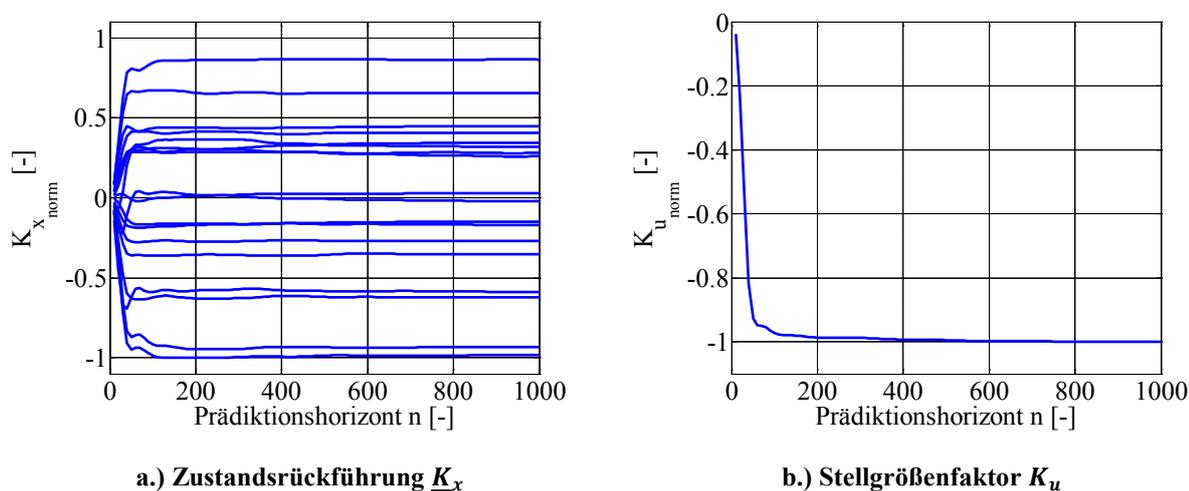


Abbildung 37: Entwicklung der Reglerparameter (normiert)

formulierte Definition der asymptotischen Stabilität als *eingeschwungener* Zustand der Reglergrößen interpretiert. In Abbildung 37 ist die Entwicklung der Reglerparameter  $K_x$  für die Zustandsrückführung und  $K_u$  für die Stellgrößenwichtung in normierter Form über der Länge des Prädiktionshorizonts dargestellt. Es wird deutlich, dass es anfangs für Horizontlängen unter 50 Zeitschritten zu starken Änderungen der Reglerparameter kommt, diese dann aber schnell gegen ihre statischen Werte konvergieren. Für das System in seiner vorliegenden Parametrierung wird hieraus die Länge des Prädiktionshorizontes mit 100 Zeitschritten abgeleitet, da es darüber hinaus kaum noch zu signifikanten Änderungen der Koeffizienten kommt, der Regler also als eingeschwungen betrachtet werden kann.

## 7 Validierung der Regelungsalgorithmen

Die im vorherigen Kapitel vorgestellten Regelkreisstrukturen zur Körperschallreduktion durch das aktive Lagerinterface werden nun bezüglich ihrer Eignung und Güte vergleichend gegenüber gestellt. Zur Validierung der Regler werden modellgestützte Simulationen sowie experimentelle Versuche genutzt, die an den beiden vorgestellten Prüfständen durchgeführt wurden. Die experimentelle Überprüfung der für ein linearisiertes ZR-Modell entworfenen Regelalgorithmen auf dem nichtlinearen Realsystem wird als wichtiger Bestandteil des Entwurfsverfahrens gewertet. So kann gewährleistet werden, dass die durchgeführten Vereinfachungen der Modellbeschreibungen und die auf dieser Grundlage ermittelten arbeitspunktspezifischen Reglerparameter auch im Betrieb an der nichtlinearen Regelstrecke ihre Gültigkeit behalten. Zur Einordnung der gewonnenen Ergebnisse wird abschließend eine Bewertung der verschiedenen Regelkreisstrukturen sowie der Entwurfsansätze durchgeführt.

### 7.1 Einbeziehung der Prüfstände

Die beiden zuvor in Abschnitt 4.3 vorgestellten Prüfstandsumgebungen für das aktive Motorlager zeichnen sich infolge ihres Aufbaus durch besondere Eigenschaften bezüglich des Schwingungsverhaltens aus. Sowohl der Vertikaldynamikprüfstand als auch der Prüfstand zur Untersuchung der dreidimensionalen Bewegungen der Rumpfmotormasse besitzen jedoch Limitierungen was die Abbildbarkeit der am Realsystem einer elastisch gelagerten VKM in der Karosserie eines Fahrzeugs auftretenden dynamischen Effekte angeht. Durch eine strukturierte Auswahl der an der jeweiligen Testumgebung durchgeführten Versuche ist die Aussagekraft der experimentellen Validierung der Reglerstrukturen dennoch gegeben.

So können am Vertikaldynamikprüfstand, dessen Aufbau einem Einmassenschwinger entspricht, sehr gut Untersuchungen zur Körperschallreduktion im mittleren Frequenzband um die Resonanzstelle der Systemmasse durchgeführt werden. Die getroffenen Modellvereinfachungen führen hier zu einer Vernachlässigung der aus den Eigenmoden um

die Rotationsfreiheitsgrade der Modellkörper resultierenden Resonanzstellen sowie den Quersteifigkeitseinflüssen und den Resonanzen der passiven Aggregatlager. Für eine Bewertung der vertikal auftretenden Lagerkräfte und deren Reduzierung durch die untersuchten Regelungen bietet diese Testumgebung aber eine gute Grundlage. Der Vorteil des vereinfachten Prüfstandsmodells für einen modellbasierten Reglerentwurf nach dem  $H_\infty$ -Ansatz, wie er in Abschnitt 6.1 und 6.2 durchgeführt wurde, liegt in der stark reduzierten Ordnung des Regelstreckenmodells. Daraus resultiert, dass die berechneten Regler ebenfalls eine geringe Modellordnung aufweisen. Der einfache 1D-Prüfstandsaufbau wird für die experimentelle Validierung der vorgestellten Störgrößenvorsteuerung genutzt.

Der komplexere Rumpfmotorprüfstand, der die Einbausituation des aktiven Lagers als Verbindungselement zwischen Motor- und Aufbaukörper deutlich realitätsnaher abbildet, ist zwar in der Lage das Schwingungsverhalten der Massen bei einer räumlich elastischen Lagerung abzubilden, kann jedoch bei dem derzeitigen Aufbau nicht für Untersuchungen von fußpunkterregten Testszenarien eingesetzt werden. Hierfür werden Simulationsmodelle zur Unterstützung genutzt.

Die in den beiden Prüfstandssetups jeweils verwendeten statischen Lastmassen für das aktive Lagerinterface bestimmen die Grundeinfederung des Lagers und beeinflussen das dynamische Schwingungsverhalten. Es kommt hier zu einer Verschiebung der Eigenfrequenzen der Starrkörpermoden in einen höheren Frequenzbereich. Ursache hierfür ist die Masse der verwendeten Prüfstandskörper, die zum Teil deutlich unter der eines Vollaggregats liegen. Dadurch wird einer der allgemeinen Grundsätze für die Abstimmung einer Motorlagerung verletzt: die Motormassenresonanzen liegen nicht mehr unterhalb der Leerlaufdrehzahl der gelagerten VKM. Im Rahmen der Versuche wird jedoch das sonst als problematisch zu bewertende Durchfahren der Resonanzstelle beim Hochlauf als unkritisch betrachtet, da hier synthetisierte Anregungssignale genutzt werden und die Bewegungsamplituden des Schwingungssystems durch eine entsprechende Skalierung dieser begrenzt sind. Die Darstellung einer variablen, vom Lastdrehmoment der VKM abhängigen mittleren Einfederung des Lagers und damit einer gezielten Arbeitspunktverschiebung ist bei den genutzten dynamischen Motorlagerprüfständen nicht gegeben. Untersuchungen zum Verhalten der entworfenen Regler bei variierten Arbeitspunkten werden daher anhand von Simulationen durchgeführt.

## 7.2 Anregungsszenarien

Da der Krafteintrag auf die Prüfstandsmassen mittels des elektrodynamischen Erregers durchgeführt wird, besteht die Möglichkeit der Synthese einer Vielzahl von Anregungssignalen, mit denen unterschiedliche Robustheits- und Güteuntersuchungen durchgeführt werden können.

Die am Realsystem nachgewiesenen auftretenden dynamischen Lagerkraftverläufe weisen wie in Abschnitt 4.1 beleuchtet wurde einen multitonalen Charakter auf. Demnach dienen tonale und multitonale Sinusanregungen dazu, die Eignung der Regelalgorithmen bezüglich der Reduktion der von den einzelnen Motorordnungen angeregten Aggregat-schwingungen und Lagerkraftanteilen zu untersuchen. Dafür werden für einen zu untersuchenden drehzahlfesten Arbeitspunkt die ganzzahligen und halben Motorordnungen in einem gemischttonalen Anregungssignal superpositioniert. Es werden die bis zum Erreichen einer definierten oberen Grenzfrequenz erforderlichen Motorordnungen berücksichtigt. Durch die Anregung mit Gleitsinussignalen, also Sinussignalen variabler Frequenz, wird über den betrachteten Frequenzbereich die Regelgüte bestimmt. Eine Sonderform der Anregungen nimmt die multitonale Gleitsinusanregung ein. Diese ist ihrem Zeit- und Frequenzcharakter nach mit Lagerbelastungen, wie sie bei einem Drehzahlhochlaufversuch am Motorprüfstand auftreten, vergleichbar. Sie stellt eine Kombination der beiden vorher betrachteten Anregungssignale dar, mit der transiente Arbeitspunktwechsel der Drehzahl untersucht werden können. Eine Überprüfung der Stabilität der Regler für breitbandige Anregungen im Zielfrequenzbereich erfolgt durch den Einsatz von bandbegrenzten Rauschsignalen.

Mit den vorgestellten synthetisierten Signalen wird der Eingang des Shaker-Leistungsverstärkers beaufschlagt, um die Güte und die Stabilität der Regelalgorithmen für konkrete, an der Aggregatlagerung zu erwartende Krafteinträge sowie für allgemeine breitbandige und transiente Anregungen zu überprüfen. Die Auswertung erfolgt sowohl im Zeit- als auch im Frequenzbereich durch die Bewertung der dynamischen vertikalen Lagerkraft  $F_{MLz}$ .

## 7.3 Ergebnisse

In diesem Abschnitt werden die Ergebnisse der experimentellen Überprüfung der vorgestellten Reglervarianten dargestellt und diskutiert. Hierbei sind die aufgrund der konstruk-

tiven Beschränkungen der genutzten Prüfstandsumgebungen nicht darstellbaren Szenarien wie Fußpunktanregungen und drehmomentabhängige Arbeitspunktverschiebungen durch Simulationen abgedeckt.

### 7.3.1 Störgrößenvorsteuerung

Die experimentelle Validierung der nach dem  $H_\infty$ -Ansatz entworfenen Störgrößenvorsteuerung wie sie in Abschnitt 6.1 vorgestellt wurde wird an einem skalierten Modell des aktiven Lagerinterfaces auf dem Vertikaldynamikprüfstand durchgeführt. Der realisierte Aufbau der Testumgebung besteht aus einem dynamisch in vertikaler Richtung erregbaren Massekörper, der von dem skalierten Lagerinterface auf einer steifen Tragstruktur gelagert wird. Zur Ermittlung der durch das aktive Lager übertragenen und in die Tragstruktur eingeleiteten Vibrationen wird eine Kraftmessdose unterhalb des Lagers genutzt. In dieser Konfiguration ist zunächst keine Berücksichtigung des infolge der weichen Radaufhängung tieffrequenten Starrkörpermodes der Aufbaumasse, wie es beim Viertelfahrzeugmodell der Fall ist, gegeben. Die höhere Steifigkeit der Tragstruktur sorgt im System für eine Verschiebung der Aufbaumassenresonanz in höhere Frequenzbereiche. Durch eine entsprechende Parametrierung der analytischen Modelle des eindimensionalen Vertikalprüfstandes kann sowohl der Starrkörpermode des Motorkörpers als auch der der Unterbaumasse abgebildet werden.

Die Skalierung des dynamischen Interfaces drückt sich konkret in der Dimensionierung der eingesetzten Elastomerelemente im passiven Kraftflusspfad und der hier auf ein Paar reduzierten Doppelplatten-Aktuatoren aus. Durch diese Maßnahmen, die die Steifigkeit des Lagers herabsetzen, gelingt es trotz des Einsatzes kleiner Lastmassen das System so

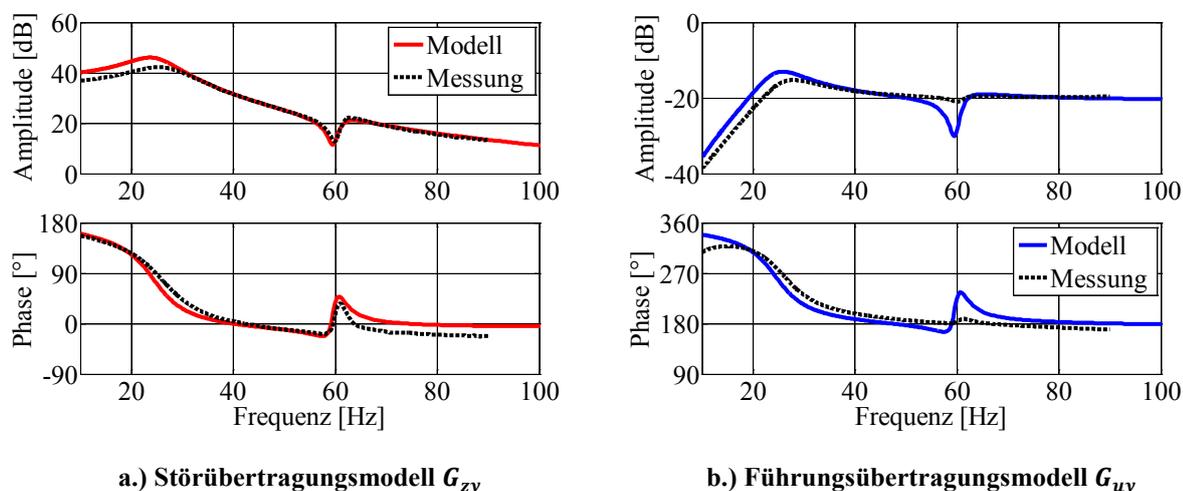


Abbildung 38: Frequenzgänge des modifizierten Vertikaldynamikprüfstandes

abzustimmen, dass der translatorische Starrkörpermode der Motormasse bei etwa  $24\text{ Hz}$  liegt. Auch die zur Anregung der Struktur genutzten Kräfte sind deutlich reduziert. Für die elektrische Spannung  $U_{in}$  wird eine Stellgrößenbeschränkung eingeführt, um dem Skalierungscharakter des Aufbaus Rechnung zu tragen. Der experimentelle Aufbau weist neben der Resonanz der modellierten Motormasse auch eine zweite, höherfrequente Amplitudenüberhöhung in den in Abbildung 38 gezeigten Messergebnissen auf, welche dem Starrkörpermode der unterhalb des Lagerinterfaces liegenden Tischmasse zugeordnet wird. Da diese auf einer steifen Tragstruktur gelagert ist, liegt die Eigenfrequenz bei etwa  $60\text{ Hz}$ . Die Abbildung zeigt den Vergleich zwischen dem experimentell bestimmten Frequenzgang des Vertikaldynamikprüfstandes und dem durch eine entsprechende Parametrierung der linearisierten ZR-Beschreibung für das eindimensionale Modell bestimmten Verhaltens. Für Frequenzen oberhalb der Motormassenresonanz kann eine sehr gute Übereinstimmung von Modell und Messung verzeichnet werden. Die so gewonnenen ZR-Modelle werden in dem  $H_\infty$ -Algorithmus zur Beschreibung des Regelstreckenverhaltens nach Abbildung 33a genutzt.

Die für die implementierte Störgrößenvorsteuerung erzielten Regelerfolge sind in der Abbildung 39a mit den erfassten Zeitverläufen der vertikalen Lagerkraft für den Fall der aktiven und inaktiven Vorsteuerung dargestellt. Als Kraftsignal ist eine Gleitsinusanregung mit  $20 \dots 100\text{ Hz}$  Signalfrequenz gewählt worden. Im Bereich um die Resonanzfrequenz von  $24\text{ Hz}$ , also zwischen  $0 \dots 1\text{ s}$  in der Zeitverlaufsdarstellung greift die eingeführte Stellgrößenbegrenzung. Dies führt zu hart begrenzten Signalverläufen der Piezoansteuerspannung, aus denen eine zusätzliche Anregung des mechanischen Schwingungs-

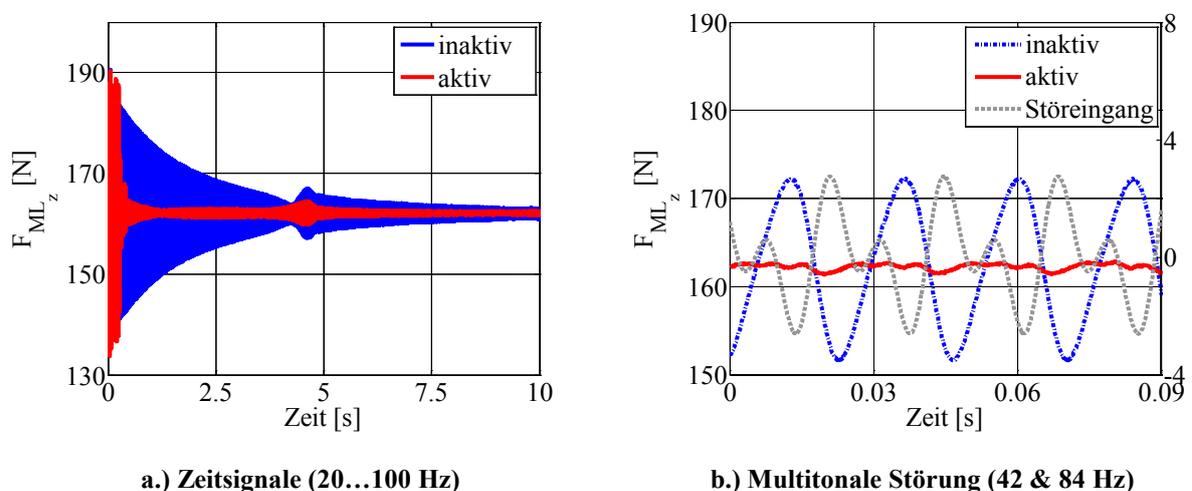


Abbildung 39:  $H_\infty$ -Störgrößenvorsteuerung

systems resultiert. Infolge dessen sind die Amplituden der gemessenen Lagerkraft gegenüber dem Fall der inaktiven Vorsteuerung erhöht. Trotz dieser transienten Effekte bleibt das Stabilitätsverhalten des Systems mit der implementierten Störgrößenvorsteuerung erhalten. Für höher frequente Störkräfte nimmt die Lagerkraft im Fall der inaktiven Vorsteuerung infolge des aufgeprägten Tiefpassverhaltens der Massenträgheit des gelagerten Körpers deutlich ab. Dadurch sinkt auch die Amplitude der für eine Reduktion der Regelgröße erforderlichen Stellgröße und die durch die Begrenzungen eingebrachten Störungen klingen schnell ab. An der Resonanzstelle bei 60 Hz auf der Zeitachse um 4,5 s wird die Lagerkraft gut gedämpft. Zusammenfassend kann für den Frequenzbereich von 26 ... 100 Hz ein deutlicher Regelerfolg, also eine Reduzierung der körperschallerregenden Einträge unterhalb des Lagers festgestellt, werden.

Als zweites Testsignal wird zur Untersuchung der Reduktion von dynamischen Lagerkräften in einen drehzahl- und laststationären Arbeitspunkt eine multitonale Anregung aus einem 42 Hz- und einem 84 Hz-Sinus superpositioniert. Abbildung 39b zeigt neben den Zeitverläufen der gemessenen Lagerkraft für den Fall der aktiven und inaktiven Vorsteuerung auch den Verlauf des Störsignals, mit dem das System über den Leistungsverstärker des Shakers angeregt wurde. Der zeitliche Verlauf der so dargestellten Anregungskraft entspricht in erster Näherung dem von einem R4-Motor erzeugten Vibrationseintrag in einem Arbeitspunkt mit einer Drehzahl von etwa  $2500 \frac{u}{min}$  (vgl. Abbildung 8). Die dynamischen Anteile der Lagerkraft können hierbei von dem aktiven Interface sehr gut reduziert werden.

Die durchgeführten Versuche an einem skalierten Modell des aktiven Interfaces zeigen die Wirksamkeit der numerisch bestimmten Störgrößenvorsteuerung nach dem  $H_{\infty}$ -Ansatz. Zudem belegen sie die prinzipielle Möglichkeit durch einen aktiven Eingriff an der Lagerstelle positiv auf die motorseitig erregten Körperschalleinleitungen in die Tragsstruktur einzuwirken. Da die untersuchten Kraftamplituden zu gering sind, um daraus eine direkte Eignung des Aufbaus für den Einsatz an einem Realsystem abzuleiten, werden die folgenden Versuche auf dem in Abschnitt 4.3 vorgestellten Rumpfmotorprüfstand durchgeführt. Dieser zeichnet sich durch deutlich höhere und damit realitätsnähere statische und darstellbare dynamische Lagerlasten aus.

### 7.3.2 Lagerkraftregler

Der mit dem  $H_\infty$ -Ansatz entworfene Regler für die geschlossene Regelkreisstruktur ist auf der 3D-Prüfstandsumgebung an einem mit drei Doppelplatten-Aktuatorpaaren ausgestatteten Funktionsmuster des aktiven Lagers nach Abbildung 14 implementiert und getestet worden. Gegenüber den zuvor durchgeführten experimentellen Untersuchungen zur Störgrößenvorsteuerung sind die als Tragfeder benutzten Elastomerelemente im passiven Kraftflusspfad bei diesem Lager verstärkt. Auf diese Weise wird den höheren statischen Lasten der Rumpfmotormasse Rechnung getragen. Die aus der Modellbildung des Viertelfahrzeugs gewonnenen, auf die Vertikaldynamik reduzierten ZR-Beschreibungen nach Abbildung 38 bilden die analytische Grundlage für den durchgeführten Reglerentwurf. Mit ihnen kann wie gezeigt wurde das Systemverhalten des dreidimensionalen Prüfstandes um den vertikalen Starrkörpermode der Rumpfmotormasse hinreichend genau approximiert werden. Dadurch kann bereits im Vorfeld die Ordnung des nach dem  $H_\infty$ -Ansatz berechneten Reglermodells gering gehalten werden.

Die in einer Simulation des Streckenmodells berechnete Störübertragungsfunktion ist für den unregelmäßigten Fall und für den über den entworfenen Regler geschlossenen Regelkreis in Abbildung 40a vergleichend gegenübergestellt. Für die dominierende Resonanzstelle zeigt das Simulationsergebnis eine deutliche Reduktion der vertikalen Lagerkraftkomponente. Dieses simulative Ergebnis kann auch experimentell auf dem 3D-Prüfstand nachgewiesen werden, wie der Amplitudengang in Abbildung 40b belegt. Für den Frequenzbereich zwischen 10 und 100 Hz zeigt der vorgestellte Lagerkraftregler demnach einen zufriedenstellenden Regelerfolg.

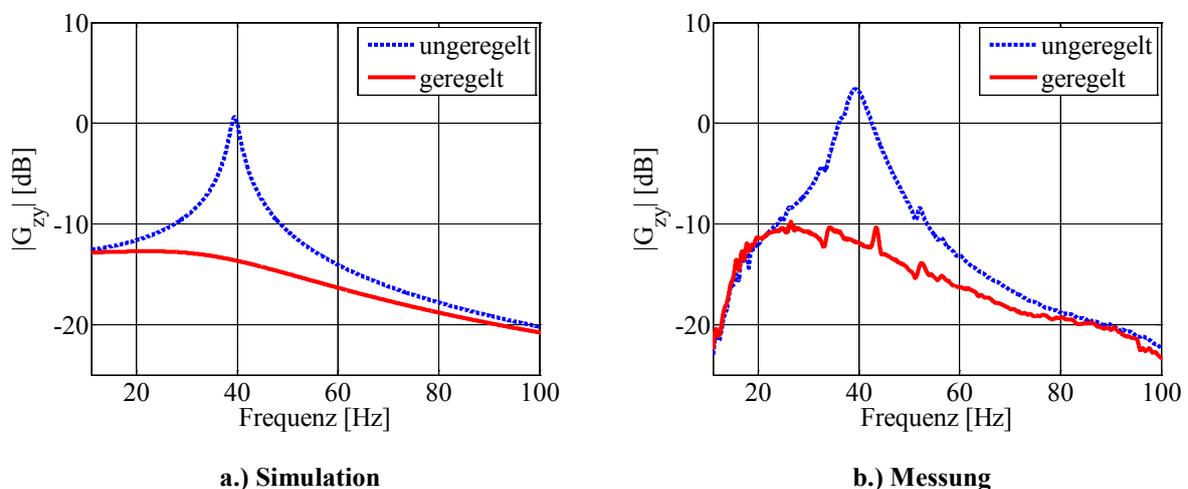
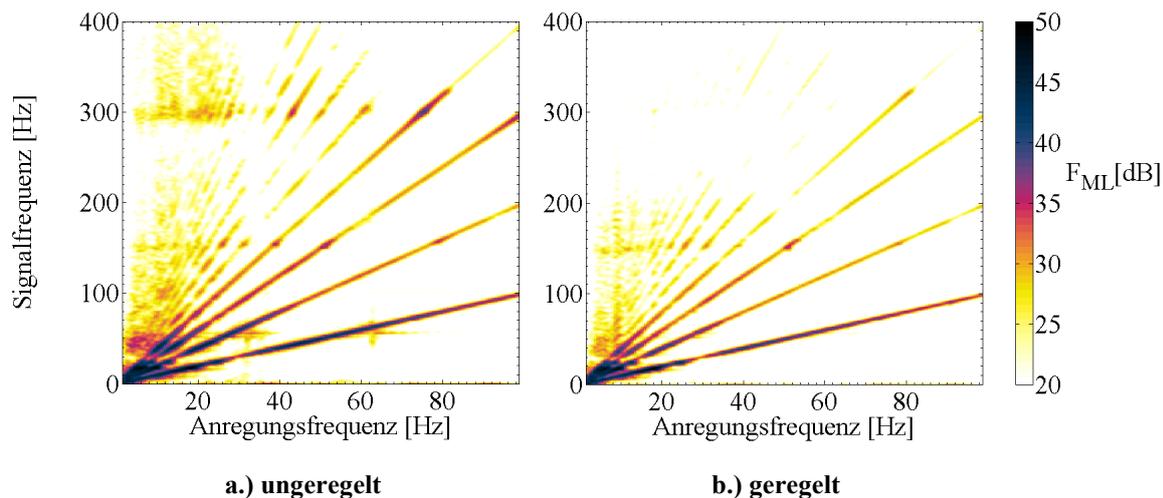


Abbildung 40:  $H_\infty$ -Lagerkraftregelung



**Abbildung 41:  $H_{\infty}$ -Lagerkraftregelung (multitonaler Hochlauf)**

In einem nächsten Schritt wird die körperschallreduzierende Wirkung des Lagerkraftreglers unter multitonalen, den am Realsystem der VKM auftretenden Motorordnungen nachempfundenen, Störeinträgen untersucht. Dazu wird der zuvor diskutierte multitonale Gleitsinusverlauf als das vom Shaker auf die Rumpfmotormasse aufgeprägte Kraftsignal gewählt. Infolge der Anregung mit diesem breitbandigen Signal kann eine Analyse des Autoleistungsdichtespektrums der erfassten Lagerkraft Aufschluss über die Güte des Reglers für betriebszustandsähnliche Störgrößenverläufe liefern. Abbildung 41 zeigt die hierbei ermittelten Unterschiede zwischen dem geregelten und dem unregelmäßigem Fall bis zu einer Frequenz von 400 Hz aufgetragen. In den dargestellten CAMPBELL-Diagrammen ist für den unregelmäßigem Fall deutlich der Fächer der einzelnen äquidistanten Sinussignale zu erkennen. Hierbei treten über den gesamten Frequenzbereich verteilt Erhöhungen der Lagerkraftamplituden auf. Diese können unter Nutzung der implementierten  $H_{\infty}$ -Regelung gut reduziert werden. Speziell höherfrequente Signalgehalte der Lagerkraft um 300 Hz werden vorteilhaft ausgeregelt.

Mit der vorliegenden Reglerlösung kann gezeigt werden, dass eine linearisierte und auf die vertikalen translatorischen Freiheitsgrade der Modellmassen reduzierte Systembeschreibung genutzt werden kann, um das nichtlineare, elastisch gelagerte Realsystem zu bedämpfen. Hierbei können die aus Aufbau- und Motormasse bestehenden Prüfstandskörper Bewegungen in und um die drei Raumachsen ausführen. Eine direkte Beeinflussung des, aus den rotatorischen Freiheitsgraden der Prüfstandsmassen beziehungsweise den Quersteifigkeitseinflüssen der elastischen Verbindungselemente herrührenden, Amplitudenverhaltens stellt sich jedoch nicht dar, da diese in der Modellierung des vereinfachten Vertikaldynamiksystems unberücksichtigt sind. Sollen die tieffrequenten Pole,

die das Schwingungsverhalten der Aufbaumasse beschreiben, sowie die höherfrequenten Effekte der lateralen Freiheitsgrade in  $x$  und  $y$ -Richtung Eingang in den Reglerentwurf finden, geht eine hohe Zahl an Zuständen in die Systembeschreibung ein. Hier zeigen sich die Grenzen der  $H_\infty$ -Entwurfsmethodik, nach der sich die Modellordnung des numerisch iterativ bestimmten Reglers als Summe der Ordnungen der Teilsysteme, zuzüglich der Ordnungen der Wichtungsfunktionen ergeben. Für eine gezielte Berücksichtigung der zuvor vernachlässigten Schwingungsmoden der Motor- und Aufbaumasse werden die um die rotatorischen Freiheitsgrade erweiterten und parametrisierten MISO-Modellbeschreibungen in einem alternativen modellprädiktiven Entwurfsprozess verwendet.

### 7.3.3 Modellprädiktiver Regelungsansatz

Als ein entscheidender Vorteil des in Abschnitt 6.3 vorgestellten optimierten Einschritt-Verfahrens ist die geringe Komplexität der entworfenen Reglerstruktur festzuhalten. So werden nicht wie bei dem zuvor genutzten  $H_\infty$ -Ansatz etwa, Reglermodelle mit hoher Systemordnung berechnet, deren echtzeitfähige Implementierung auf der Zielhardware Probleme bereiten kann, sondern ausschließlich statische Koeffizienten und Reglerparametervektoren bestimmt. Die genutzte Regelkreisstruktur greift bei der Berechnung der Stellgröße neben den Sensordaten über den Lagerbelastungszustand auch auf *a priori*-Informationen zum spektralen Charakter der zu erwartenden Störkräfte zurück. Mittels einer Störgrößenschätzung werden diese für den Prädiktionshorizont berechnet und über den, aus dem diskretisierten Modellverhalten bestimmten, Vektor  $\underline{K}_z$  gewichtet und dem Streckeneingang aufgeschaltet.

Die Berechnung der Reglerparameter  $K_u, \underline{K}_x, \underline{K}_z$  sowie der für den Zustandsbeobachter benötigten Fehlerrückführungsverstärkung  $\underline{L}$  erfolgt anhand der mit den Werten des Rumpfmotorprüfstandes parametrisierten linearisierten ZR-Modellbeschreibungen. In einer Simulation werden anschließend die hiermit erreichten Reduktionen der dynamischen Anteile der Lagerkraft bestimmt. In Abbildung 42a sind die Amplitudengänge des Störübertragungsverhaltens für den geregelten und den ungeregelten Fall als Ergebnis dieser Simulation für einen erweiterten Frequenzbereich bis 250 Hz dargestellt. In diesem Frequenzbereich kann eine deutliche Verbesserung des vibrationsisolierenden Verhaltens des aktiven Lagers festgestellt werden. Im Anschluss daran erfolgt die experimentelle Überprüfung der Simulationsergebnisse. Hierfür sind auf dem vorgestellten Prüf-

stand nach Abbildung 15, dem auf der elastisch gelagerten Schwingtischmasse dreipunktgelagerten Rumpfmotor, Gleitsinuskräfteinträge untersucht worden. Die über einen elektrodynamischen Erreger am dritten Lagerstuhl der Kurbelwellenlager eingetragene vertikale Kraft dient hierbei als Störgröße für das System. Für einen untersuchten Zielfrequenzbereich bis 180 Hz sind in Abbildung 42b die entsprechenden Amplitudengänge der am komplexen Rumpfmotorprüfstand gemessenen vertikalen Lagerkraftkomponente dargestellt. Auch im Experiment lässt sich, wie bereits in der Simulation, eine gute Dämpfung der dominanten Resonanzstelle bei etwa 47 Hz erreichen. Weiterhin werden die Amplituden in einem breiten Frequenzbereich oberhalb 30 Hz reduziert. Die nach dem GPC-Ansatz berechneten Reglerparameter können demnach genutzt werden, um motorseitige Vibrationen von der Karosseriestruktur zu isolieren.

Auf der Grundlage des Simulationsmodells wurden Untersuchungen zur Regelleistung für weitere Arbeitspunkte, die eine von der Situation auf dem Rumpfmotorprüfstand abweichende Lagereinfederung berücksichtigen, vorgenommen. Wie bei den Untersuchungen der Einflüsse des Aktuator-Anstellwinkels  $\alpha$  in Abbildung 29 gezeigt, resultiert aus den geometrischen Nichtlinearitäten des konstruktiven Aufbaus des Lagerinterfaces eine Verschiebung der Hauptresonanz des Systems. Dieser Veränderung des Streckenverhaltens muss durch eine Anpassung der Reglerkoeffizienten begegnet werden. Es wurden hierfür Sätze von Reglerparameter in den verschiedenen, von der mittleren Einfederung des Lagers abhängigen, Arbeitspunkten bestimmt. Diese sich infolge der auftretenden statischen und quasistatischen Lasten einstellenden Arbeitspunkte können aus Lagerkraftmessungen bestimmt oder über eine Auswertung des mittleren Motordrehmomentes abgeschätzt werden. Hierbei kommt es an den beiden seitlichen Lagerstützstellen zu jeweils unterschied-

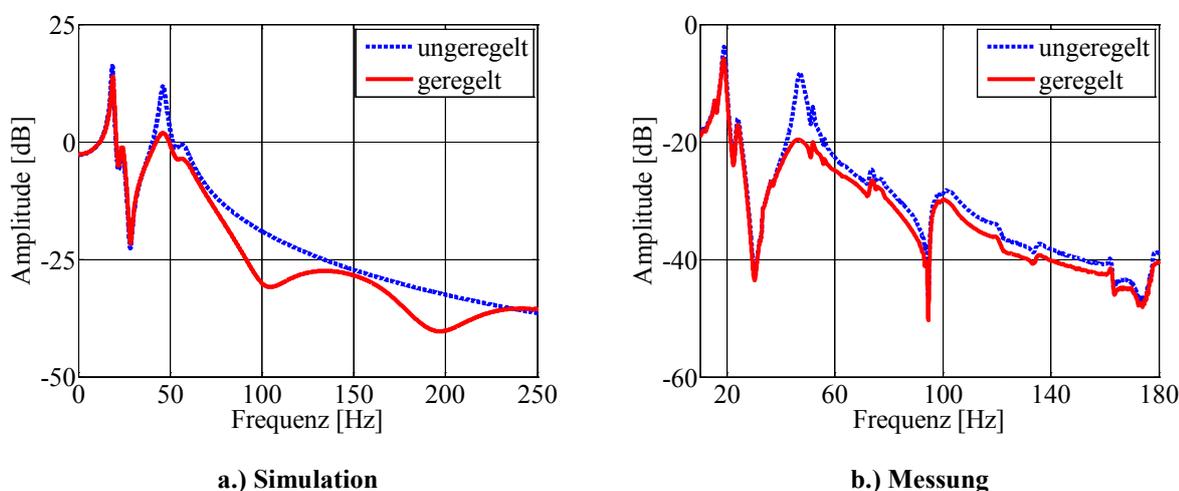


Abbildung 42: Reglerfolg GPC-Regelkreis

lichen Belastungen. Während das Drehmoment der VKM auf der einen Seite für eine Einfederung sorgt, erfolgt auf der anderen Motorseite eine Ausfederung. Bei der Ansteuerung eines beidseitig mit den aktiven Motorlagern ausgestatteten Systems muss dies durch die entsprechende Phasenlage des geschätzten Störsignals berücksichtigt werden. Die in verschiedenen von der Einfederung abhängigen Arbeitspunkten erzielten Simulationsergebnisse sind im Anhang C dargestellt.

Es kann festgehalten werden, dass auch für diese Konfigurationen der Regelstreckenmodelle in abweichenden Arbeitspunkten eine zufriedenstellende Reduktion der dynamischen Lagerkraft verzeichnet wird. Allerdings muss darauf hingewiesen werden, dass die Fähigkeit der Aktuatoren vertikale Kräfte zu stellen, für kleine Winkel  $\alpha$  abnimmt. Der Reglerentwurf reagiert darauf mit einer Erhöhung der Ansteuerspannung der Piezokeramiken. Dies kann für Arbeitspunkte mit großer Einfederung dazu führen, dass die vom Regler berechnete Stellgröße von der festgelegten Begrenzung limitiert wird. Ebenso wird für die Beeinflussung tieffrequenter Störkraftsignale, die in der Regel großamplitudig ausfallen, da die Störfrequenzen nahe der Eigenfrequenzen der Starrkörpermoden des Schwingungssystems liegen, eine größere Stellkraft von den Aktuatoren abgerufen. Auch in diesem Fall kommt es aufgrund der physikalischen Begrenzung der Piezoansteuerspannung zur Verminderung der Regelerfolge.

Um die Möglichkeit der aktiven Regelung der dynamischen Lagerkräfte infolge einer straßen- oder fahrwerksseitigen Fußpunktanregung an einer der elastischen Lagerstellen der Aufbaumasse zu untersuchen, wird ebenfalls auf das Simulationsmodell zurückgegriffen. Entsprechend konfiguriert wird für die Berechnung des Reglers nach den Gleichungen (6.5) bis (6.14) als Störeingang eine Fußpunktverschiebung gewählt. In Abbildung 43 sind die für den Fall einer am linken vorderen Lagerpunkt des Aufbaukörpers angrei-

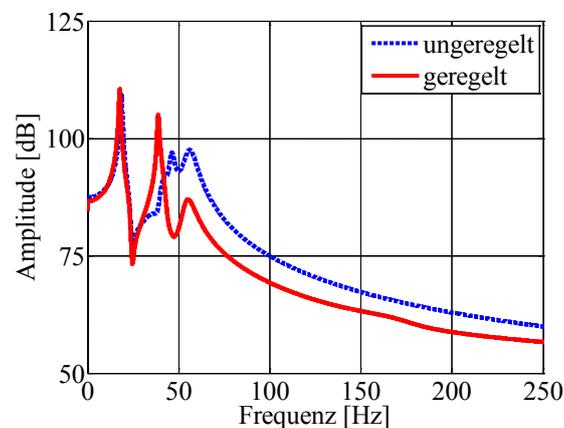


Abbildung 43: Simulation einer Fußpunktanregung

fenden Weganregung gewonnenen Ergebnisse dargestellt. Wie die Simulation zeigt, ist es möglich die Störungen oberhalb von 45 Hz sehr gut zu bedämpfen. Es wird jedoch auch eine Erhöhung der Kraftamplituden im Bereich um 39 Hz festgestellt. Zur Vermeidung dieses Effektes kann der Regler in der Implementierung durch eine entsprechende Hochpassfilterung so eingestellt werden, dass er erst für Störsignale oberhalb dieses Frequenzbereiches einen Eingriff in das System vornimmt.

Mit dem GPC-Ansatz wird eine Entwurfsmethodik für die Auslegung von arbeitspunktspezifischen Sätzen von Reglerparametern vorgestellt, die erfolgreich experimentell sowie simulativ validiert werden konnte. Damit wird für den betrachteten Frequenzbereich, der gegenüber der zuvor untersuchten  $H_\infty$ -Ansätze bis etwa 200 Hz erweitert ist, eine aktive Reduktion der Körperschalleinträge in die Fahrzeugstruktur erreicht. Es konnte weiterhin gezeigt werden, dass das komplexe nichtlineare Systemverhalten des entwickelten aktiven Lagerinterfaces in Arbeitspunkten linearisierbar ist und dass auf Grundlage von vereinfachten, zustandsreduzierten Systembeschreibungen ein modellbasierter Regelungsentwurf durchgeführt werden kann.

### 7.4 Bewertung der Ansätze

Die zur Ansteuerung des aktiven Motorlagers untersuchten Regelkreisstrukturen und die vorgeschlagenen Regler werden im Folgenden nach den erzielten Ergebnissen der experimentellen und simulativen Validierung sowie ihrer Eignung für eine Implementierung auf der Zielanwendung bewertet. Der Fokus wird hierbei auf die sich im Sinne der Reduktion der Körperschalleinträge an einem Realfahrzeug ergebenden Randbedingungen gelegt.

Mit der auf dem Vertikaldynamikprüfstand an einem skalierten Lagermodell getesteten Störgrößenkompensation konnte ein erster Funktionsnachweis des parallelen Lageraufbaus und des mit dem  $H_\infty$ -Ansatz durchgeführten modellbasierten Entwurfsverfahrens dargestellt werden. Anhand der zuvor aus der Modellbildung und der für die ZR-Beschreibungen durchgeführten Parameteridentifikation gewonnenen linearen Zustandsraummodelle wurde ein Regelerfolg an einer skalierten nichtlinearen Teststruktur erzielt. Für eine offene Signalkette, wie sie mit der hier vorgeschlagenen Störgrößenvorsteuerung vorliegt, können jedoch einige Nachteile festgehalten werden. So werden sich neben den Modellfehlern der im  $H_\infty$ -Entwurf genutzten ZR-Beschreibungen, aus denen eine an der Realstruktur nichtoptimale Auslegung des Vorsteuergliedes resultiert, zusätz-

lich Fehler der Störgrößenschätzung auf die erreichte Körperschallreduktion auswirken. Wird die Berechnung der motorerregten Störgrößen am Realfahrzeug auf Grundlage von dynamisch erfassten Messdaten aus dem Motormanagement wie Drehzahl und Kurbelwinkelsignal sowie dem erfassten Brennkammerdruck durchgeführt, ist eine sehr genaue Schätzung möglich. Steht der Zylinderinnendruck nicht als Sensorsignal zur Verfügung, können lastmomentabhängig die Gaskraftanteile aus zuvor bedateten Kennfeldern ermittelt werden. Dies reduziert die erforderliche Anzahl der am Aggregat integrierten Sensoren, führt allerdings zu einer geringeren Qualität der Störgrößenschätzung.

Mit der realisierten Lagerkraftregelung steht eine geschlossene Regelkreisstruktur zur Verfügung, die zur Berechnung der Stellgröße Informationen über den Belastungszustand der Motorlagerung nutzt. Diese können hierbei direkt mit Hilfe einer zusätzlichen Sensorik beziehungsweise indirekt durch eine senso-aktuatorische Nutzung des piezoelektrischen Aktuormaterials erfasst werden. Dadurch erfolgt eine Regelung der dynamischen körperschallerregenden Lagerkräfte anhand der tatsächlich auftretenden Lagerlasten und nicht auf Basis einer Schätzung. Für die Implementierung in einem Fahrzeug stellt dies einen deutlichen Vorteil gegenüber der offenen Signalkette dar, da hier eine Vielzahl weiterer Einflüsse zur Belastung der Aggregatlager beitragen kann. Um dem allgemeinen Nachteil des  $H_\infty$ -Ansatzes, Regler mit sehr hoher Systemordnungen zu entwerfen, begegnen zu können, sind für die Formulierung des Entwurfsstreckenverhaltens vereinfachte, auf die dominanten Freiheitsgrade des Systemmodells beschränkte, ZR-Beschreibungen genutzt worden. Mit dem so entworfenen Lagerkraftregler konnte ein guter Regelungserfolg für Frequenzen bis 100 Hz erzielt werden. Auch für eine multitonale Gleitsinusanregung, die auftretende transiente Belastungen während des Hochlaufs eines Aggregats abbildet, wurden Körperschallreduktionen in einem weiten Frequenzband nachgewiesen. Bei dem für den Lagerkraftregler und die Störgrößenvorsteuerung verwendeten  $H_\infty$ -Ansatz erfolgt eine frequenzabhängige Auslegung der Amplitudenreduktion der Lagerkraft. Über die Wahl der Wichtungsfunktionen werden bestimmte Frequenzbereiche stärker berücksichtigt. Damit existieren hier, mit der in Abhängigkeit von der Streckendynamik zu wählenden Pol-Nullstellen-Verteilung der Wichtungsfunktionen, zusätzliche Entwurfsfreiheitsgrade für eine Anpassung des Reglers.

Im Gegensatz zu dieser Wichtung des Frequenzverhaltens handelt es sich bei dem modellprädiktiven Ansatz um eine Minimierung der Ausgangsgröße über den zeitlichen Horizont der Prädiktion des Streckenverhaltens. Die als Kombination von Störgrößenschätzung und Rückführung der Lagerkraft gewählte Regelkreisstruktur erlaubt sowohl die

Berücksichtigung der in diesem Anwendungsfall gut schätzbaren, von der VKM drehzahlabhängig eingeleiteten Störungen, als auch eine Reaktion auf die tatsächlichen Belastungen im Motorlager. Als Freiheitsgrade des Entwurfsverfahrens stehen die Wichtungsmatrizen  $\mathbf{R}$  und  $\mathbf{Q}$  des Kostenfunktionals aus Gleichung (6.8) sowie die Wichtungsparameter des unterlagerten Zustandsbeobachters  $\mathbf{R}_B$  und  $\mathbf{Q}_B$  zur Verfügung. Die Länge Prädiktionshorizontes hat ebenfalls Einfluss auf die Bestimmung der Reglerparameter. Diese muss, wie gezeigt wurde, anhand der Systemdynamik so gewählt werden, dass die Reglerparameter als konvergiert betrachtet werden können. Die bei diesem Verfahren als unkritisch bewertete Berücksichtigung von komplexeren Modellbeschreibungen des mechanischen Zielsystems, stellt einen erheblichen Vorteil gegenüber dem  $H_\infty$ -Ansatz dar. Mit dieser Struktur wurden experimentell und simulativ Regelerfolge für verschiedene Arbeitspunkte im Frequenzbereich bis 200 Hz sowohl unter Krafterregung als auch unter Fußpunkterregung nachgewiesen.

## 8 Zusammenfassung und Ausblick

Die in dieser Arbeit vorgestellten Untersuchungen zur Darstellung einer aktiven Motorlagerung haben gezeigt, dass durch den Einsatz piezokeramischer Aktuatoren in einem dynamischen Interface mit paralleler Kraftflusspfadstruktur eine Reduktion des übertragenen Körperschalls möglich ist. Ausgehend von den durch die allgemeinen funktionalen Anforderungen an eine Aggregatlagerung gegebenen Randbedingungen wurde zunächst die Parallelstruktur des aktiven Lageraufbaus motiviert. Für die Realisierung des Motorlagers wurde ein Konstruktionsvorschlag unterbreitet, der in einem ersten Funktionsmuster umgesetzt wurde. Der passive Pfad aus konventionellen Elastomerelementen stützt hierbei die statischen und quasistatischen Lasten und entkoppelt auf diese Weise das Aktuatorssystem. Es wurden spezielle aus piezokeramischen Platten aufgebaute elektromechanische Wandlerelemente vorgeschlagen, die durch ihre Einbaulage im dynamischen Interface in der Lage sind, die hier auftretenden großamplitudigen Einfederwege zu tolerieren. Der Einsatz eines nichtlinearen viskoelastischen Polyurethans als Material der Aktuatoraufnahmen ermöglicht die bei diesen Bewegungen erforderliche Elastizität im aktiven Lagerpfad. Dadurch werden die keramischen Piezoelemente vor einer mechanischen Überlastung geschützt. Für die experimentelle Überprüfung der Funktion des vorgeschlagenen Lagerinterfaces und den durch die aktive Ansteuerung erreichten körperschallreduzierenden Eingriff im Kraftflusspfad, wurden zwei Prüfstandsaufbauten entwickelt und dargestellt. Eine methodische Modellierung der Prüfstände ermöglicht die Beschreibung eines Viertelfahrzeuges zur Untersuchung der Vertikaldynamik des Systems, sowie eine erweiterbare, analytische Formulierung eines räumlich bewegten Vollfahrzeuges. Für die Modellierung des Lagerinterfaces wurde eine arbeitspunktabhängige Linearisierung der nichtlinearen Lagerkraft durchgeführt. Anschließend wurde durch die Erweiterung der Zustandsraummodelle der mechanischen Mehrkörperstrukturen mit dem linearisierten Lagermodell eine elektromechanische Gesamtmodellbeschreibung gefunden. Die so vorliegenden Zustandsraummodelle können frei parametrisiert werden und bilden die Grundlage der Reglerentwurfsmethodik. Für eine experimentelle Validierung der implementierten Regler ist eine Parameteridentifikation der aufgebauten Prüfstandsumgebun-

gen erforderlich. Es wurde ein Simulated Annealing Verfahren vorgeschlagen, um in einer Sequenz von nichtlinearen Optimierungen die Bestimmung der unbekannt beziehungsweise nicht direkt erfassbaren Systemparameter durchführen zu können. Für die durch die Modellierung als erweiterbare mechanische Schwingungssysteme groß ausfallenden Sätze der zu optimierenden Parameter konnte so eine Möglichkeit entwickelt werden, die eine Parametrierung der ZR-Beschreibungen erlaubt. Auf der Grundlage dieser linearisierten Modelle erfolgte die Untersuchung von drei Regelkreisstrukturen für eine körperschallreduzierende Ansteuerung der Aktuatoren. Mit Hilfe der entwickelten Prüfstandsumgebungen konnten die entworfenen Regler im Folgenden experimentell sowie simulativ validiert werden. Ein modellprädiktiver Ansatz, der zu einer geschlossenen Regelkreisstruktur mit Störgrößenvorsteuerglied führt, konnte für eine Implementierung an der Zielanwendung als am geeignetsten herausgestellt werden. Durch das beschriebene Vorgehen wird ein methodischer Ansatz vorgeschlagen, der die Entwicklung einer aktiven Motorlagerung mit parallelen Kraftflusspfaden unterstützt. Die aufgezeigten Schritte führen von der NVH-Problemanalyse über die Erarbeitung einer konstruktiven Lagerstruktur bis hin zur offenen Modellbildung und der anschließenden Zusammenführung der Teilsysteme in einer analytischen Beschreibung für ein aktiv gelagertes, kraft- beziehungsweise fußpunktangeregtes Aggregat-Fahrzeug-Schwingungssystem.

Im Rahmen der Weiterentwicklung aktiver Motorlagerungen und deren Einsatz in Serienfahrzeugen werden in Zukunft neben den heute noch im Vordergrund stehenden Kostenaspekten zunehmend Komfort- und NVH-Gesichtspunkte Berücksichtigung finden. Die von der Politik durch die Reglementierung des CO<sub>2</sub>-Ausstoßes motivierten Trends führen dazu, dass die aktive Beeinflussung der Fahrzeugakustik in den kommenden Jahren weiter an Bedeutung gewinnen wird. Neuartige Antriebsstrangkonzeppte, konsequenter Leichtbau sowie eine damit verbundene Abnahme der Gesamtfahrzeuggewichte können zu einer deutlichen Reduktion des Kraftstoffverbrauchs und der Emissionen führen. Hierdurch werden jedoch auch die Fragen des Geräusch- und Vibrationskomforts der Fahrzeuge neu zu bewerten sein. Als ein Beispiel hierfür wurde das durch eine übergeordnete Betriebsstrategie gesteuerte Start-Stopp Verhalten des Verbrennungsaggregats von REEVs angegeben. Der Einsatz des in dieser Arbeit entwickelten Lagerungssystems und der vorgeschlagenen Regler wird als besonders geeignet für eine aktive Reduktion der Körperschalle an einer solchen Antriebsstrangtopologie eingeschätzt. Die geringe Anzahl der verbrennungsmotorischen Betriebspunkte von Range-Extender Konzepten vereinfacht die Implementierung der Regler erheblich. Die in der Regel kleiner dimensionierten und

dadurch leichteren Aggregate können gut gelagert werden. Die von ihnen, infolge der durch die reduzierte Zylinderzahl verschlechterten Laufruhe, angeregten Vibrationen können mittels der vorgeschlagenen aktiven Motorlagerung von der Karosseriestruktur isoliert werden. Hierfür wird ein Einbau des aktiven Interfaces an der Drehmomentenstütze des Aggregats vorgeschlagen. Im Sinne eines ganzheitlichen NVH-Konzeptes kann eine aktive Motorlagerung mit anderen passiven oder aktiven Maßnahmen zu Reduktion von Luftschallen kombiniert werden und so deutlich zur Absenkung der Schalldruckpegel im und am Fahrzeug beitragen.

## Literaturverzeichnis

- [1] ALT, Walter: *Nichtlineare Optimierung – Eine Einführung in Theorie, Verfahren und Anwendungen*. 2. Wiesbaden : Vieweg, 2011. – 470 S. – ISBN 978–3–8348–1558–3
- [2] ANSI-IEEE: *IEEE standard on piezoelectricity*. Nr. 176, 1988
- [3] ATZRODT, Heiko ; DRÖGEMÜLLER, Tobias ; KLEIN, Christoph ; MILLITZER, Jonathan ; SEIPEL, Björn: Umsetzung und Erprobung von aktiven Lagern im Fahrwerksbereich. In: HANSELKA, Holger (Hrsg.) ; Deutsche Gesellschaft für Akustik (DEGA) (Veranst.): *Tagungsband zur "DAGA 2012 – 38. Deutsche Jahrestagung für Akustik"*. Darmstadt, 19.-22. März 2012. – ISBN 978–3–939296–04–1
- [4] ATZRODT, Heiko ; HEROLD, Sven ; DRÖGEMÜLLER, Tobias ; MILLITZER, Jonathan ; SEIPEL, Björn: Untersuchungen zur aktiven Entkopplung von Fahrwerkskomponenten. In: HANSELKA, Holger (Hrsg.) ; Deutsche Gesellschaft für Akustik (DEGA) (Veranst.): *Tagungsband zur "DAGA 2011 – 37. Deutsche Jahrestagung für Akustik"*. Düsseldorf, 21.-24. März 2011
- [5] BARTEL, Torsten: *Inertialmassenaktor zur Komfortsteigerung von Fahrzeugen*. <http://www.fraunhofer.de/de/veranstaltungen-messen/hannover-messe-2013/-adaptronik/exponate-adaptronik/inertialmassenerreger.html>. Version: April 2013
- [6] BRAESS, Hans-Hermann ; SEIFFERT, Ulrich (Hrsg.): *Handbuch Kraftfahrzeugtechnik*. 6. Wiesbaden : Vieweg, 2011. – 998 S. – ISBN 978–3–8348–1011–3
- [7] BREITBACH, Elmar J.: *Adaptiver Schwingungstilger*. Patent EP 1 528 281 B1. Deutsches Zentrum für Luft- und Raumfahrt e.V. Köln, 2005
- [8] BRIGLEY, Mikel ; CHOI, Young-Tai ; WERELEY, Norman M. ; CHOI, Seung-Bok: Magnetorheological Isolators Using Multiple Fluid Modes. In: *Journal of Intelligent Material Systems and Structures* 18 (2007), Dezember, Nr. 12, S. 1143–1148. – DOI 10.1177/1045389X07083129
- [9] CAMACHO, Eduardo F. ; BORDONS, Carlos: *Model Predictive Control*. 3. London : Springer, 1999. – DOI 10.1007/978-1-4471-3398-8. – ISBN 978–3–540–76241–6

- [10] CENELEC: *DIN EN 50324 - Piezoelektrische Eigenschaften von keramischen Werkstoffen und Komponenten*. Dezember 2002
- [11] CLARKE, David W. ; MOHTADI, Coorous ; TUFFS, P. Simon: Generalized Predictive Control - Part I. The Basic Algorithm. In: *Automatica* 23 (1987), Nr. 2, S. 137–148. – DOI 10.1016/0005–1098(87)90087–2. – ISSN 0005–1098
- [12] CLARKE, David W. ; MOHTADI, Coorous ; TUFFS, P. Simon: Generalized Predictive Control - Part II. Extensions and Interpretations. In: *Automatica* 23 (1987), Nr. 2, S. 149–160. – DOI 10.1016/0005–1098(87)90087–2. – ISSN 0005–1098
- [13] CPLUSW: *Luftfederelement nach DIN 95407*. Hamburg: cplusw GmbH, 2008
- [14] CREMER, Lothar ; HECKL, Manfred: *Körperschall: physikalische Grundlagen und technische Anwendungen*. 2. Aufl. Berlin : Springer, 1996. – ISBN 3–540–54631–6
- [15] DECKER, Marco ; HINTZ, Karsten ; JOERRES, Michael ; TEETZ, C. ; GÜHMANN, Clemens ; TSCHÖKE, Helmut: *Geräuscheregelter Dieselmotor I u. II – Analyse des Einspritz- und Verbrennungsgeräusches eines Dieselmotors mit modernen Methoden der Signalverarbeitung zur Regelung und Diagnose / Technische Universität, Otto-von-Guericke-Universität*. Berlin, Magdeburg, Dezember 2011. – Abschlussbericht Vorhaben Nr. 1003
- [16] DIECKMANN, Dieter: Einfluß vertikaler mechanischer Schwingungen auf den Menschen. In: *European Journal of Applied Physiology* 16 (1957), Nr. 6, S. 519–564. – ISSN 1439–6319
- [17] DIN (Hrsg.): *Kautschuk und Elastomere 1*. 5. Aufl. Berlin : Beuth, 1988 (DIN-VDE-Taschenbuch 47). – ISBN 3–410–12110–2
- [18] DIN: *Straßenfahrzeuge; Fahrzeugdynamik und Fahrverhalten; Begriffe (DIN 70000:1994-01; ISO 8855:1991, modifiziert)*. Berlin, 1994
- [19] DOSCH, Jeffrey J. ; INMAN, Daniel J. ; GARCIA, Ephraim: A Self-Sensing Piezoelectric Actuator for Collocated Control. In: *Journal of Intelligent Material Systems and Structures* 3 (1992), Januar, S. 166–185. – DOI 10.1177/1045389X9200300109
- [20] ELLIOTT, Stephen J.: *Signal Processing for Active Control*. London : Academic Press, 2001. – 511 S. – ISBN 0–12–237085–6
- [21] FASTL, Hugo ; ZWICKER, Eberhard ; HUANG, Thomas S. (Hrsg.) ; SCHROEDER, Manfred R. (Hrsg.) ; KOHONEN, Teuvo (Hrsg.): *Psychoacoustics – Facts and Models*. 3. Aufl. Berlin : Springer, 2007 (Springer Series in Information Sciences). – 463 S. – DOI 10.1007/978-3-540-68888-4. – ISBN 978–3–642–51765–5

- [22] FOIAS, Ciprian ; ÖZBAY, Hitay ; TANNENBAUM, Allen ; THOMA, Manfred (Hrsg.): *Lecture Notes in Control and Information Sciences*. Bd. 209: *Robust Control of Infinite Dimensional Systems – Frequency Domain Methods*. London : Springer, 1996. – DOI 10.1007/BFb0027631. – ISBN 3–540–19994–2
- [23] GÄBEL, Gunnar S. ; SCHULZE, Carsten ; MOHR, Andreas ; MESCHKE, Jens ; MARIENFELD, Peter M. ; KARKOSCH, Hans-Jürgen ; PREUSSLER, Stefan ; GENDERJAHN, Robert: *Aktive Motorlagerung – Ergebnisse einer Potenzialstudie*. In: *Aachener Akustik Kolloquium 2011*. Aachen, 21.-23. November 2011, S. 5–12
- [24] GERSHON, Eli ; SHAKED, Uri ; YAESH, Isaac ; THOMA, Manfred (Hrsg.) ; MORARI, Manfred (Hrsg.): *H $\infty$ Control and Estimation of State-multiplicative Linear Systems*. London : Springer, 2005 (Lecture Notes in Control and Information Sciences 318). – DOI 10.1007/b103068. – ISBN 1–85233–997–7
- [25] GLOVER, Fred W. ; MCMILLAN, Claude: The general Employee Scheduling Problem: An Integration of MS and AI. In: *Computers & Operation Research* 13 (1986), Nr. 5, S. 563–573. – ISSN 0305–0548
- [26] GLOVER, Keith ; DOYLE, John C.: State-space formulae for all stabilizing controllers that satisfy an H $\infty$ -norm bound and relations to risk sensitivity. In: *Systems & Control Letters* 11 (1988), September, Nr. 3, S. 167–172. – DOI 10.1016/0167–6911(88)90055–2. – ISSN 0167–6911
- [27] HAMAEEKERS, Arno ; RUDOLPH, Axel: *Axialdämpfendes Hydrolager*. Patent EP 0 415 001 B1. Carl Freudenberg. Weinheim, 1990
- [28] HEPPE, Peter: *Ein Beitrag zur Simulation des Schwingungsverhaltens von Aggregatlagerungen unter Berücksichtigung nichtlinearer Koppellemente*. Kaiserslautern, Universität Kaiserslautern, Diss., Mai 1996
- [29] HEROLD, Sven ; ATZRODT, Heiko ; MAYER, Dirk ; THOMAIER, Martin: Integration of different approaches to simulate active structures for automotive applications. In: *Proceedings of the Forum Acusticum 2005*. Budapest, 29. August-2. September 2005
- [30] HEROLD, Sven ; KRAUS, Roman ; MILLITZER, Jonathan ; RUE, Gijsbert d.: Vibration control of a medium-sized vehicle by a novel active engine mount. In: *Proceedings of the 4th PT PIESA Symposium*. Nürnberg, 26.-27. März 2013, 6 S.
- [31] HÖLSCHKE, Carsten ; SELLSCHOPP, Jürgen: *Schwingungssystem für die Dämpfung und/oder Tilgung der Schwingungen einer Kraftfahrzeugachse*. Patent DE 199 15 635 B4. Volkswagen AG. Wolfsburg, April 2009

- [32] HOFFMANN, Ralf ; KLIE, Walther: Hochfrequenzprüfstand für Aggregatlager in der Fahrzeugakustik. In: *VFI - Versuchs- und Forschungsingenieur* 43 (2010), März, Nr. 1, S. 22–26. – ISSN 0341–230X
- [33] HOFMANN, Peter: *Hybridfahrzeuge – Ein alternatives Antriebskonzept für die Zukunft*. Wien : Springer, 2010. – 396 S. – ISBN 978–3–211–89190–2
- [34] HOLST, Meinert ; EBERHARD, Günther ; KARKOSCH, Hans-Jürgen ; MARIENFELD, Peter M. ; JUNGBECKER, Johann ; LINKENBACH, Steffen ; RIETH, Peter: Adaptive und aktive Fahrwerkslagerung zur Optimierung von Fahrdynamik und -komfort. In: *fahrwerk.tech - Tagung*. Garching, 4.-5. April 2005
- [35] HORNBOGEN, Erhard ; EGGELER, Gunther ; WERNER, Ewald: *Werkstoffe: Aufbau und Eigenschaften von Keramik-, Metall-, Polymer- und Verbundwerkstoffen*. 9. Aufl. Berlin : Springer, 2008. – 594 S. – DOI 10.1007/978-3-540-71858-1. – ISBN 978–3–540–71857–4
- [36] IKEDA, Takuro: *Fundamentals of piezoelectricity*. Oxford University Press, 1996 (Oxford science publications). – ISBN 0–19–856339–6
- [37] JANOSCHA, Hartmut: Steuerbares Motorlager mit magnetorheologischer Flüssigkeit. In: *Tagungsband zur 3. Fachtagung AUTOREG Steuerung und Regelung von Fahrzeugen und Motoren*. Wiesloch : VDI Verlag, 07.-08. März 2006. – ISBN 3–18–091931–0, S. 313–326
- [38] JANOSCHA, Hartmut ; KUHNEN, Klaus ; PAGLIARULO, Pietro: Festkörperaktoren mit Sensor-Eigenschaften (Solid-state Actuators with Sensory Capabilities). In: *tm - Technisches Messen* 75 (2008), April, Nr. 4, 268–278. – DOI 10.1524/teme.2008.0837. – ISSN 0171–8096
- [39] JUNGBLUT, Timo ; HEROLD, Sven ; MATTHIAS, Michael ; THIEL, J.: Holistic Simulation of Smart Structures – Active Mount Application. In: *Proceedings of the IV European Conference on Computational Mechanics (ECCM 2010)*. Paris, 16.-21. Mai 2010
- [40] KALMAN, Rudolf E.: On the General Theory of Control Systems. In: *IRE Transactions on Automatic Control* 4 (1959), Nr. 3, S. 481–492. – ISSN 0096–199X
- [41] KARKOSCH, Hans-Jürgen ; MARIENFELD, Peter M.: Use of Active Engine Mounts to Optimize Comfort in Cars with Innovative Drives. In: BORGSMANN, Hubert (Hrsg.): *Conference Proceedings Actuator 2010 – 12th International Conference on New Actuators & 6th International Exhibition on Smart Actuators and Drive Systems*. Bremen : WFB Wirtschaftsförderung Bremen GmbH, Division Messe Bremen, 14.-16. Juni 2010. – ISBN 978–3–933339–13–3, S. 145–150

- [42] KASPER, Roland ; AL-WAHAB, Muhammed A.: Mechanically structured piezoelectric actuators. In: BORGMANN, Hubert (Hrsg.): *Actuator 04. International Conference on New Actuators; International Exhibition on Smart Actuators and Drive Systems*. Bremen, 14.-16. Juni 2004. – ISBN 3–933339–06–5, S. 68–71
- [43] KASPER, Roland ; WEISER, Juergen ; AL-WAHAB, Muhammed A.: Aktive Verbindungselemente zur Befestigung, Schall- und Schwingungsdämpfung adaptiver mechanischer Systeme. In: *Adaptive mechanische Systeme – Tagungsband des Innovationskollegs Magdeburg*. Magdeburg, 17.-18. Mai 2001, S. 159–168
- [44] KÖHLER, Eduard ; ESCH, Hans-Joachim ; NIEHUES, Jürgen ; ANDERT, Jakob ; PISCHINGER, Martin ; SCHÜRMAN, Gregor: Engine Test Bench and Vehicle Testing of KSPG Range Extender with “FEVcom” Full Engine Vibration Compensation. In: *Proceedings of the 21st Aachen Colloquium Automobile and Engine Technology*. Aachen, 08.-10. Oktober 2012, S. 1011–1032
- [45] KIRKPATRICK, Scott ; GELATT JR., Charles D. ; VECCHI, Mario P.: Optimization by Simulated Annealing. In: *Science* 220 (1983), Mai, Nr. 4598, S. 671–680. – DOI 10.1126/science.220.4598.671. – ISSN 0036–8075
- [46] KRAUS, Roman ; MILLITZER, Jonathan ; HATZFELD, Christian ; WERTHSCHÜTZKY, Roland: Entwicklung eines hybriden aktiven Lagerungssystems mit paralleler Krafteinleitung. In: HANSELKA, Holger (Hrsg.) ; Deutsche Gesellschaft für Akustik (DEGA) (Veranst.): *Tagungsband zur "DAGA 2011 – 37. Deutsche Jahrestagung für Akustik"*. Düsseldorf, 21.-24. März 2011
- [47] KREMER, Florian ; SCHAUB, Joschka ; STEFFENS, Christoph ; KOLBECK, Andreas: Geräuschoptimierung künftiger PKW-Dieselmotoren. In: *MTZ - Motortechnische Zeitschrift* 74 (2013), Februar, Nr. 2, S. 152–157. – ISSN 0024–8525
- [48] KÄSLER, Richard ; PRINZLER, Hubertus: Schwingungen und Akustik im Fahrzeug. In: *Kautschuk Gummi Kunststoffe* 53 (2000), Mai, Nr. 5, 250–256. – ISSN 0948–3276
- [49] LAUB, Alan J. ; HEATH, Michael T. ; PAIGE, Chris C. ; WARD, Robert C.: Computation of system balancing transformations and other applications of simultaneous diagonalization algorithms. In: *IEEE Transactions on Automatic Control* 32 (1987), Februar, Nr. 2, S. 115–122. – ISSN 0018–9286
- [50] LAUX, Thomas: *Piezo-Aktuatoren mit großem Stellweg in aktiven Lagerungen*. Hannover : VDI, 1997 (Fortschritt-Berichte VDI Reihe 8: Meß-, Steuerungs- und Regelungstechnik 634). – ISBN 3–18–363408–2
- [51] LEWIS, Frank L.: *Optimal Estimation : with an introduction to stochastic control theory*. 2. New York : John Wiley & Sons, 1986. – 376 S.

- [52] LORENZ, Marc: *Ein semiaktives, reibungsgedämpftes Motorlager*. Düsseldorf : VDI Verlag, 2004 (Fortschritt-Berichte VDI 1052). – 156 S. – ISBN 3–18–505208–0
- [53] LUENBERGER, David G.: Observing the state of a linear system. In: *IEEE Transactions on Military Electronics* 8 (1964), April, Nr. 2, S. 74–80. – ISSN 0536–1559
- [54] LYAPUNOV, Alexander M.: The General Problem of the Stability of Motion. In: *International Journal of Control* 55 (1992), Nr. 3, S. 531–534. – DOI 10.1080/00207179208934253. – ISSN 0020–7179
- [55] MAASS, Harald ; LIST, Hans (Hrsg.) ; PISCHINGER, Anton (Hrsg.): *Die Verbrennungskraftmaschine*. Bd. 1: *Gestaltung und Hauptabmessungen der Verbrennungskraftmaschine*. Wien : Springer, 1979. – 313 S. – ISBN 978–3–7091–8570–4
- [56] MAASS, Harald ; KLIER, Heiner ; LIST, Hans (Hrsg.) ; PISCHINGER, Anton (Hrsg.): *Die Verbrennungskraftmaschine*. Bd. 2: *Kräfte, Momente und deren Ausgleich in der Verbrennungskraftmaschine*. Wien : Springer, 1981. – 422 S. – ISBN 3–211–81677–1
- [57] MATTHIAS, Michael ; MAYER, Dirk ; HEROLD, Sven: Active Mounts for Marine Application; The BMWi Research Projekt “Active Aggregate Mounts to Reduce Structure Vibrations and Structure-Borne Sound Transmission”. In: BORGMANN, Hubert (Hrsg.): *Conference Proceedings Actuator 2008 – 11th International Conference on New Actuators & 5th International Exhibition on Smart Actuators and Drive Systems*. Bremen : Hanseatische Veranstaltungs-GmbH, Division Messe Bremen, 9.-11. Juni 2008. – ISBN 3–933339–10–3, S. 412–415
- [58] MAYER, Dirk ; HEROLD, Sven ; STÜCKLSCHWAIGER, Wolfgang ; TORREZ-TORRES, Jorge ; STALLAERT, Bert ; ZHANG, Charles: Modeling Of An Active Engine Mount System For Automotive Applications. In: *Proceedings of the 6th European Conference on Noise Control. Euronoise 2006*. Tampere, 30. Mai-1. Juni 2006
- [59] MCFARLANE, Duncan C. ; GLOVER, Keith ; THOMA, Manfred (Hrsg.) ; WYNER, Aaron D. (Hrsg.): *Robust Controller Design Using Normalized Coprime Factor Plant Descriptions*. Springer, 1990 (Lecture Notes in Control and Information Sciences 138). – ISBN 978–3–540–51851–8
- [60] MERKER, Günter P. (Hrsg.) ; SCHWARZ, Christian (Hrsg.): *Grundlagen Verbrennungsmotoren – Simulation der Gemischbildung, Verbrennung, Schadstoffbildung und Aufladung*. 4. Aufl. Wiesbaden : Vieweg, 2009. – 604 S. – ISBN 978–3–8348–0740–3
- [61] METROPOLIS, Nicholas ; ROSENBLUTH, Arianna W. ; ROSENBLUTH, Marshall N. ; TELLER, Augusta H. ; TELLER, Edward: Equation of State Calculations by Fast

- Computing Machines. In: *Journal of Chemical Physics* 21 (1953), Juni, Nr. 6, S. 1087–1092. – DOI 10.1063/1.1699114. – ISSN 0021–9606
- [62] MEYER, Heinrich ; HAGEDORN, Detlev ; VOLLMANN, Stefan: *Axial dämpfendes Hydrolager*. Patent WO 2010/066249 A1. ZF Friedrichshafen AG, Audi AG. Friedrichshafen, Ingolstadt, 2010
- [63] MISOL, Malte ; ALGERMISSEN, Stefan ; MONNER, Hans P.: Experimental investigation of different active noise control concepts applied to a passenger car equipped with an active windshield. In: *Journal of Sound and Vibration* 331 (2012), Februar, Nr. 10, S. 2209–2219. – DOI 10.1016/j.jsv.2012.01.001. – ISSN 0022–460X
- [64] MITSCHKE, Manfred: *Dynamik der Kraftfahrzeuge*. Bd. C: *Fahrverhalten*. 2. Aufl. Berlin : Springer, 1990. – ISBN 978–3–642–86471–1
- [65] MITSCHKE, Manfred: *Dynamik der Kraftfahrzeuge*. Bd. B: *Schwingungen*. 3. Aufl. Berlin : Springer, 1997. – ISBN 3–540–56162–5
- [66] MÜLLER, Michael ; WELTIN, Uwe ; FREUDENBERG, Carl: Schwingungskompensation mit aktiven Motorlagern. In: LENZ, Hans P. (Hrsg.): *14. Internationales Wiener Motorensymposium* Bd. 12, VDI Verlag, 6.-7. Mai 1993 (Fortschritt-Berichte VDI 182). – ISBN 3–18–148212–9, S. 319–330
- [67] MÜLLER, Michael ; WELTIN, Uwe ; LAW, Delbert ; ROBERTS, Mark M. ; SIEBLER, Thomas W.: The Effect of Engine Mounts on the Noise and Vibration Behavior of Vehicles. In: *The International Congress & Exposition*, SAE, Februar 1994 (SAE Paper 940607)
- [68] NAUMANN, Fritz ; HALDENWANGER, Hans-Günther ; SCHÄPER, Siegfried ; KLOSE, Peter: *Schwingungsdämpfende und schwingungskompensierende Lageranordnung*. Patent DE 3821368 A1. Audi AG. Ingolstadt, 1989
- [69] OPPENHEIM, Alan V. ; SCHAFFER, Ronald W. ; BUCK, John R.: *Zeitdiskrete Signalverarbeitung*. 2. Aufl. München : Pearson Studium, 2004 (1031). – ISBN 3–8273–7077–9
- [70] PASCHEDAG, Jörg ; SCHWARZ, Johannes L. R.: Application of Feedforward Structures for Isolation of Car Engine Vibration. In: *Proceedings of the 13th International Congress on Sound and Vibration*. Wien, 02.-06. Juli 2006
- [71] PAYNE, Arthur R.: The Dynamic Properties of Carbon Black-Loaded Natural Rubber Vulcanizates. In: *Journal of Applied Polymer Science* 6 (1962), Januar/Februar, Nr. 19, S. 57–63. – DOI 10.1002/app.1962.070061906. – ISSN 1097–4628. – Paper read at the Rheology Society Symposium “Rheology of Elastomers”, University College, Swansea, England, 10. September 1960.

- [72] PAYNE, Arthur R. ; WHITTAKER, R. E.: Mechanical Properties of high density cellular Urethanes. In: *Journal of Elastomers and Plastics* 5 (1973), Juli, S. 161–177. – DOI 10.1177/009524437300500305
- [73] PI CERAMIC: Designing with Piezoelectric Transducers: Nanopositioning Fundamentals / PI Ceramic. Karlsruhe, 2005 (5). – Forschungsbericht
- [74] PI CERAMIC: *Piezokeramische Materialien und Bauelemente – Grundlagen, Eigenschaften und Anwendungen*. Karlsruhe: Physik Instrumente, 2011. – CAT125D
- [75] PISCHINGER, Martin ; WITTEK, Karsten ; GENENDER, Peter ; NYSTEN, Frank ; ANDERT, Jakob ; ESCH, Hans-Joachim ; KÖHLER, Eduard ; BÄHR, Moritz ; SCHÜRMAN, Gregor: V2-Range Extender Module with FEVcom – a Barely Noticeable Companion in Your Electric Vehicle. In: *Proceedings of the 20th Aachen Colloquium Automobile and Engine Technology*. Aachen, 10.-12. Oktober 2011, S. 871–893
- [76] POYNTING, John H. ; THOMSON, Joseph J.: *A Text-Book of Physics*. Bd. 1: *Properties of Matter*. 5. Aufl. London : Charles Griffin, 1913. – 228 S.
- [77] RAISCH, Jörg ; FÖLLINGER, Otto (Hrsg.) ; SARTORIUS, Hans (Hrsg.) ; KREBS, Volker (Hrsg.): *Mehrgrößenregelung im Frequenzbereich*. München : Oldenbourg, 1994 (Methoden der Regelungs- und Automatisierungstechnik). – ISBN 3–486–21796–8
- [78] RÖMLING, Stephan ; VOLLMANN, Stefan ; KOLKHORST, Torsten: Das Aktive Motorlagerungssystem im Neuen Audi S8. In: *MTZ - Motortechnische Zeitschrift* 74 (2013), Nr. 1, S. 54–59. – DOI 10.1007/s35146–013–0012–y. – ISSN 0024–8525
- [79] ROTTNER, Thomas: Lagerungssysteme für Dreizylinder-Verbrennungsmotor und Elektromotor. In: *ATZ - Automobiltechnische Zeitschrift* 112 (2010), Nr. 2, S. 110–115. – ISSN 0001–2785
- [80] RUSCHMEYER, Karl ; BARTZ, Wilfried J. (Hrsg.): *Piezokeramik : Grundlagen, Werkstoffe, Applikationen*. Renningen-Malmsheim : expert, 1995. – 211 S. – ISBN 3–8169–1152–8
- [81] SAFONOV, Michael G. ; JONCKHEERE, Edmond A. ; VERMAJ, M. ; LIMEBEER, David J. N.: Synthesis of positive real multivariable feedback systems. In: *International Journal of Control* 45 (1987), März, Nr. 3, S. 817–842. – DOI 10.1080/00207178708933772. – ISSN 0020–7179
- [82] SCHNEIDER, Johannes J. ; KIRKPATRICK, Scott: *Stochastic Optimization*. Berlin : Springer, 2006. – DOI 10.1007/978-3-540-34560-2. – ISBN 13 978–3–540–34559–6

- [83] SCHRAMM, Dieter ; HILLER, Manfred ; BARDINI, Roberto: *Modellbildung und Simulation der Dynamik von Kraftfahrzeugen*. Springer, 2010. – 465 S. – DOI 10.1007/978-3-540-89315-8. – ISBN 978-3-540-89313-4
- [84] SIMMERS JR, Garnett E. ; SODANO, Henry A. ; PARK, Gyuhae ; INMAN, Daniel J.: Thermal protection for a self-sensing piezoelectric control system. In: *Smart Materials and Structures* 16 (2007), Oktober, Nr. 6, 2492–2500. – DOI 10.1088/0964-1726/16/6/053. – ISSN 0964-1726
- [85] STÜHLER, Waldemar ; ZANG, Lanzhu: Adaptives Elastomerlager – Ein neues Motorlager-Konzept. In: *ATZ - Automobiltechnische Zeitschrift* 107 (2005), Juli, Nr. 7, S. 624–632. – ISSN 0001-2785
- [86] *Kapitel Automotive Applications of Active Vibration Control*. In: SVARICEK, Ferdinand ; FUEGER, Tobias ; KARKOSCH, Hans-Jürgen ; MARIENFELD, Peter M. ; BOHN, Christian: *Vibration Control*. Sciyo, 2010. – ISBN 978-953-307117-6, S. 303–318
- [87] SVARICEK, Ferdinand ; KARKOSCH, Hans-Jürgen ; KOWALCZYK, Konrad ; MARIENFELD, Peter M.: Aktive Schwingungskompensation zur Innengeräuschkinderung in Fahrzeugen. In: *Tagungsband zur "DAGA 2005 – 31. Deutsche Jahrestagung für Akustik"*. München, 14.-17. März 2005
- [88] TAMM, Christoph ; ATZRODT, Heiko ; KURCH, Matthias : Modellierung der Motoranregung zur vibroakustischen Prognose im Schiffbau. In: HANSELKA, Holger (Hrsg.) ; Deutsche Gesellschaft für Akustik (DEGA (Veranst.): *Tagungsband zur "DAGA 2012 – 38. Deutsche Jahrestagung für Akustik"*. Darmstadt, 19.-22. März 2012. – ISBN 978-3-939296-04-1
- [89] VERHEY, Jesko L. ; HEISE, Stephan J.: Einfluss der Zeitstruktur des Hintergrundes auf die Tonhaltigkeit und Lautheit des tonalen Vordergrundes. In: MÖSER, Michael (Hrsg.) ; Deutsche Gesellschaft für Akustik (DEGA) (Veranst.): *Tagungsband zur "DAGA 2010 – 36. Deutsche Jahrestagung für Akustik"*. Berlin, 15.-18. März 2010. – ISBN 978-3-9808659-8-2
- [90] VOLLMANN, Stefan: Aggregatlagerung. In: *ATZ - Automobiltechnische Zeitschrift* 110 (2008), Nr. 2, S. 80–82. – ISSN 0001-2785
- [91] WELCH, Greg ; BISHOP, Gary: An Introduction to the Kalman Filter / University of North Carolina. Chapel Hill, Juli 2006 (TR 95-041). – Forschungsbericht
- [92] *Kapitel Aktive Aggregatlagerungen*. In: WELTIN, Uwe ; FEURER, Georg: *Fortschritte der Fahrzeugtechnik*. Bd. 10: *Aktive Fahrwerkstechnik*. Braunschweig : Vieweg, 1991. – ISBN 3-528-06435-8, S. 1–19

- [93] WEYER, Tom ; MONNER, Hans P.: PKW-Innenlärmreduzierung durch aktive Beruhigung der durch die Motorharmonischen erregten Dachblech-Schwingungen. In: TSCHÖKE, Helmut (Hrsg.) ; HENZE, Wilfried (Hrsg.): *Motor- und Aggregate-Akustik*. Renningen : expert, 2003. – ISBN 3–8169–2260–0
- [94] WOLF, Franz J. ; PIETSCH, Hubert: *Hydraulisch gedämpftes Elastomer-Metal-Lager*. Patent EP 0 314 913 A2. WOCO Franz Josef Wolf und Co. . Bad Soden-Salmünster, 1989
- [95] ZAMES, George: Feedback and optimal sensitivity: Model reference transformations, multiplicative seminorms, and approximate inverses. In: *IEEE Transactions on Automatic Control* 26 (1981), April, Nr. 2, S. 301–320. – DOI 10.1109/TAC.1981.1102603. – ISSN 0018–9286
- [96] ZELLER, Peter: *Handbuch Fahrzeugakustik: Grundlagen, Auslegung, Berechnung, Versuch*. 2. Aufl. Vieweg, 2012. – 412 S. – ISBN 978–3–8348–1443–2
- [97] ZORNEMANN, Martin ; KASPER, Roland: Entwurf von Beobachterstrukturen für die Schätzung dynamischer Zustände eines Verbrennungsmotors zur Regelung eines aktiven Motorlagers. In: KASPER, Roland (Hrsg.) ; GABBERT, Ulrich (Hrsg.) ; GROTHE, Karl-Heinz (Hrsg.) ; KARPUSCHEWSKI, Bernhard (Hrsg.) ; LINDEMANN, Andreas (Hrsg.) ; SCHMIDT, Bertram (Hrsg.) ; TSCHÖKE, Helmut (Hrsg.) ; VAJNA, Sándor (Hrsg.) ; Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg (Veranst.): *Tagungsband der "9. Magdeburger Maschinenbau-Tage – Forschung in Bewegung"*. Magdeburg, 30. September-1. Oktober 2009. – ISBN 978–3–940961–36–5, S. 93–101
- [98] ZORNEMANN, Martin ; KASPER, Roland: Adaptive Controller Design for the Attenuation of Engine excited in-car Vibrations by using an Active Mounting System. In: *Proceedings of the FISITA – World Automotive Congress 2010*. Budapest : Scientific Society for Mechanical Engineering (GTE), 30. Mai-4. Juni 2010. – ISBN 978–963–905829–3
- [99] ZORNEMANN, Martin ; KASPER, Roland: Feedback control strategies for an active engine mounting interface – A self-sensing approach. In: *Proceedings of the 13th EAEC European Automotive Congress*. Valencia, 14.-17. Juni 2011



## Anhang A Linearisierung der Aktuatorkraft

Für die Linearisierung der Differentialgleichung der vertikalen Aktuatorkraft wird im Abschnitt 5.2.2 durch eine TAYLOR-Reihenentwicklung ersten Grades durchgeführt. Es werden im Folgenden weitere Möglichkeiten der Linearisierung untersucht.

Die aus den aufgezeigten nichtlinearen geometrischen Beziehungen des Lageraufbaus resultierenden Zusammenhänge führen zu den folgenden Formulierungen.

$$F_{\perp} = n_a \sin \alpha F_{\alpha} \quad (\text{A.1})$$

$$\alpha = \arctan\left(\frac{z_0 - (z_{A_a} - z_{M_a})}{l_h}\right) \quad (\text{A.2})$$

$$F_{\perp} = \frac{n_a [z_0 - (z_{A_a} - z_{M_a})]}{l_h \sqrt{1 + \left[\frac{z_0 - (z_{A_a} - z_{M_a})}{l_h}\right]^2}} F_{\alpha} \quad (\text{A.3})$$

Die gesuchte vertikale Stellkraftkomponente  $F_{\perp}$  wird nach (A.1) über den Sinus des Winkels  $\alpha$  aus der in 1-Richtung des Aktuatorkoordinatensystems wirkenden Kraft  $F_{\alpha}$  bestimmt. Der Winkel  $\alpha$  ergibt sich nach den geometrischen Beziehungen des aktiven Lagerpfades als die Arkustangensformulierung nach (A.2).

Eine erste Näherung des Zusammenhanges der beiden Stellkraftkomponenten liefert ein linearer Ansatz für den Sinus-Arkustangens-verknüpften Term nach (A.4), bei dem die vertikalen Verschiebungen des Motor- und des Aufbaukörpers in die Berechnung eingehen.

$$\sin \alpha = \sin \left[ \arctan \left( \frac{z_0 - (z_{A_a} - z_{M_a})}{l_h} \right) \right] \approx \frac{z_0 - (z_{A_a} - z_{M_a})}{l_h} \quad (\text{A.4})$$

Der zweite Ansatz ist eine Kleinwinkelnäherung für den Sinus des Winkels  $\alpha$  nach (A.5).

$$\sin \alpha \approx \alpha = \arctan \left( \frac{z_0 - (z_{A_a} - z_{M_a})}{l_h} \right) \quad (\text{A.5})$$

Die durch diese Vereinfachungen entstehenden Verläufe der vertikalen Stellkraft  $F_{\perp}$ , sind in den folgenden Abbildungen dargestellt. Die Kraft  $F_{\perp}$  ist infolge der viskoelastischen

Lagerung der Aktuatoren sowie deren Eigenschaft als elektromechanischer Wandler eine Funktion von mehreren Variablen. Zur vereinfachten Darstellung wird hier lediglich die Koordinate  $z_M$  des Modellkörpers der Motormasse vertikal nach unten geführt, um die Entwicklung der nichtlinearen Stellkraft infolge dieser Einfederung zu zeigen. Alle anderen Variablen werden hierbei konstant gehalten. Bei einer Einfederung von  $9\text{ mm}$  liegen die Aktuatoren in Horizontallage, so dass hier keine vertikale Kraftkomponente aufgebracht werden kann. Die blaue, durchgezogene Linie entspricht jeweils der aus der Lagergeometrie sowie der Zusammenführung des Aktuatormodells und des P-T-Modells entwickelten nichtlinearen Kraft  $F_{\perp}$ . Die grüne gestrichelte Linie stellt die durch die gewählte Linearisierung ermittelte Näherung dar. Der für die experimentellen Versuche berücksichtigte, aus der statischen Einfederung des Lagers resultierende Arbeitspunkt von  $z_M = -3\text{ mm}$  ist in den Diagrammen gekennzeichnet.

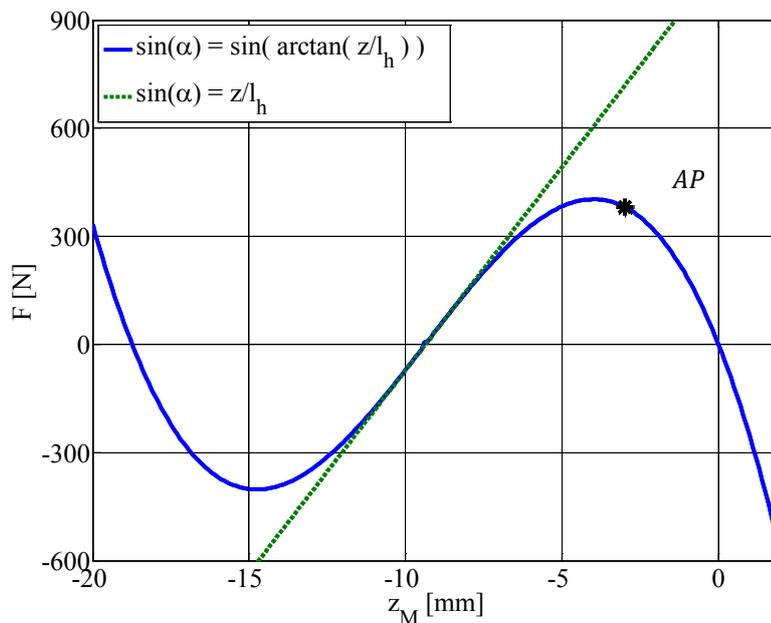


Abbildung 44: Lineare Näherung

Es wird deutlich, dass die lineare Formulierung in Abbildung 44 für Arbeitspunkte um die Horizontallage der Doppelplatten-Aktuatoren bei  $\alpha = 0$  eine sehr gute Möglichkeit der Beschreibung der Stellkraft darstellt. Jedoch ist auch für die Kleinwinkelnäherung der vertikalen Stellkraft eine gute Approximation der Arbeitspunkte nahe der Horizontallage gegeben, wie Abbildung 45 zu entnehmen ist. Für Einfederungen von  $\pm 2,5\text{ mm}$  um diese Horizontallage wird der bei beiden Ansätzen entstehende Fehler als sehr gering bewertet.

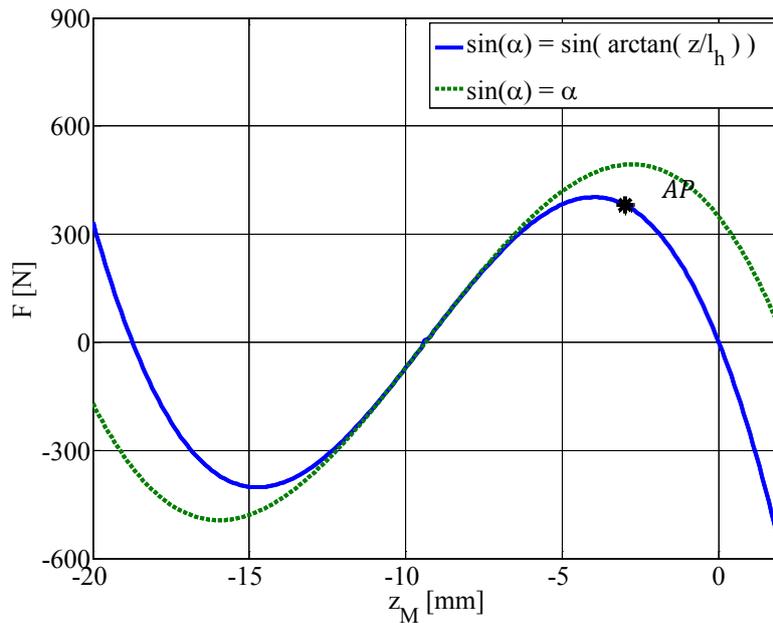


Abbildung 45: Kleinwinkelnäherung

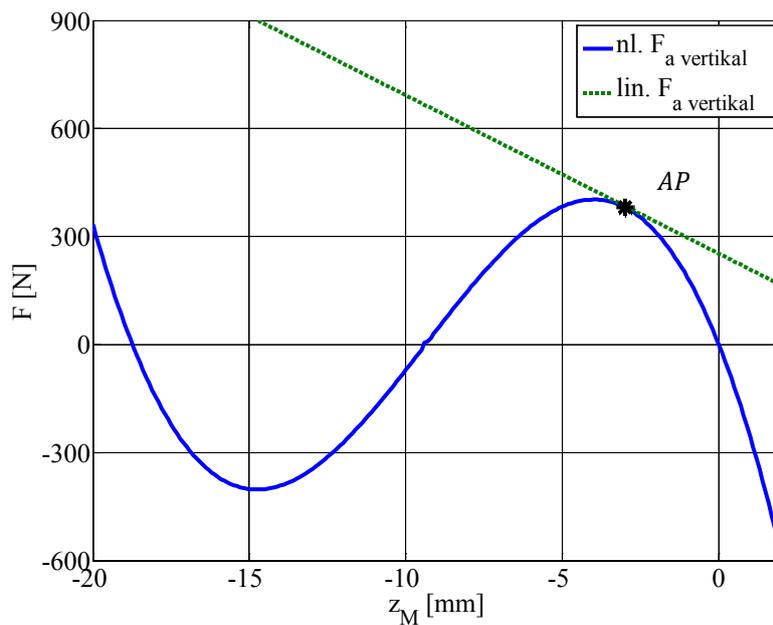


Abbildung 46: Linearisierung nach TAYLOR

Kritisch festzuhalten bleibt die Tatsache, dass um den markierten Arbeitspunkt mit beiden Näherungen große bis sehr große Fehler auftreten. Da es sich hierbei aber um im normalen Fahrbetrieb anzustrebende Einfederungen handelt, sind die Näherungen als unzureichend einzuordnen. Lediglich die im Abschnitt 5.2.2 in der Modellbildung genutzte und in Abbildung 46 dargestellte Linearisierung nach TAYLOR liefert für beliebige Arbeitspunkte und ihre Umgebungen, eine hinreichend genaue Annäherung.

## Anhang B Parameteroptimierung

Nachfolgend werden die in den drei Phasen der Parameteridentifikation bestimmten Frequenzgänge dargestellt. Die in Abschnitt 5.4 vorgestellte Auswahl der Parametersätze für das nichtlineare Simulated Annealing Optimierungsverfahren führt zu einer sukzessiven Anpassung an die gemessenen Frequenzgänge des 3D-Rumpfmotorprüfstandes. Die Stützstellen für die Berechnung des Wertes der Kostenfunktion werden, wie zuvor dargestellt, in einem Frequenzbereich von 10 ... 85 Hz gewählt, um die Starrkörpermoden der Rumpfmotormasse anzunähern. Die Kostenfunktion berücksichtigt dabei die Stützstellenfehler, sowohl des Amplituden- als auch des Phasengangs. Zur vereinfachten Darstellung wird im Folgenden auf die Darstellung der Phasengänge verzichtet.

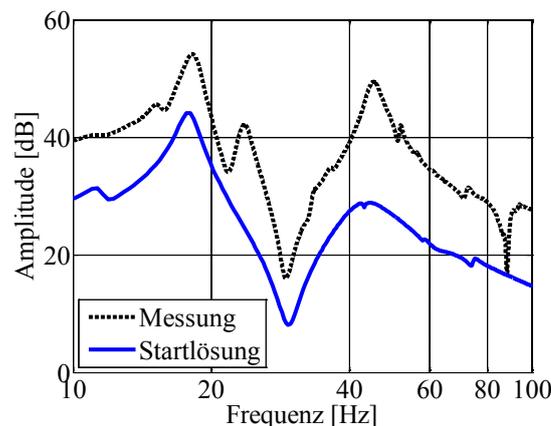
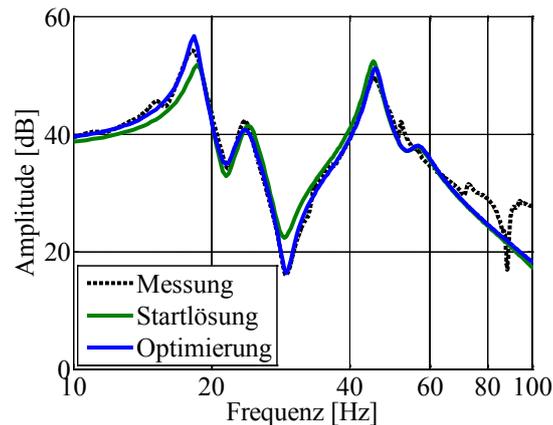
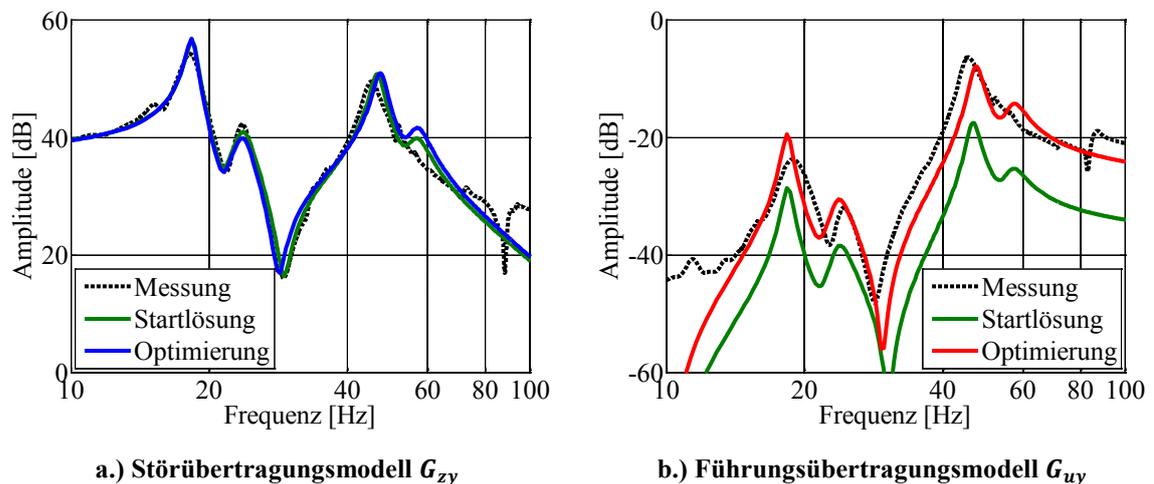


Abbildung 47: Amplitudengang  $G_{zy}$  (schlechte Parametrierung)

In der Abbildung 47 ist der Amplitudengang des rein mechanischen Modells des Störungsübertragungsverhaltens mit einer nicht optimierten, unzureichend angenäherten Ausgangsparametrierung dargestellt. Durch die Abschätzung der Systemparameter, der Steifigkeit- sowie der Dämpfungswerte der elastischen Motorlagerungen wird eine erste Ausgangskonfiguration für den Parametersatz  $\underline{p}$  gefunden. In einer Voroptimierung mit dem vorgestellten SA-Verfahren konnte die in Abbildung 48 dargestellte Startlösung für die erste Phase der Optimierung gefunden werden. Das hier dargestellte Optimierungsergebnis zeigt eine sehr gute Approximation des gemessenen Amplitudengangs des Störübertragungsverhaltens für das mechanische Modell.


**Abbildung 48: Amplitudengang  $G_{zy}$  (Phase 1)**

Im Anschluss daran erfolgt die Erweiterung des ZR-Modells um die Zustände des elektrischen Ansteuerkreises der Aktuatoren sowie der linearisierten Stellkraft nach den Ausdrücken (5.31) und (5.32). Dadurch wird der Parametersatz des Modells um die elastischen und dynamischen Parameter der Aktuatoraufnahmen erweitert. Da zu diesem Zeitpunkt eine sehr gute Näherung für die passiv ausgeführten Motorlager vorliegt, werden in Phase 2 nur die Parameter des aktiven Lagers optimiert. Wie Abbildung 49 zeigt, führt dieses Vorgehen zu einer deutlichen Verbesserung des Führungsübertragungsmodells, deren Startlösung aus einer Abschätzung der Parameter der Aktuatoraufnahmen resultiert. Die Näherung für das Störübertragungsverhalten wird hierbei kaum verschlechtert.


**a.) Störübertragungsmodell  $G_{zy}$** 
**b.) Führungsübertragungsmodell  $G_{uy}$** 
**Abbildung 49: Amplitudengänge (Phase 2)**

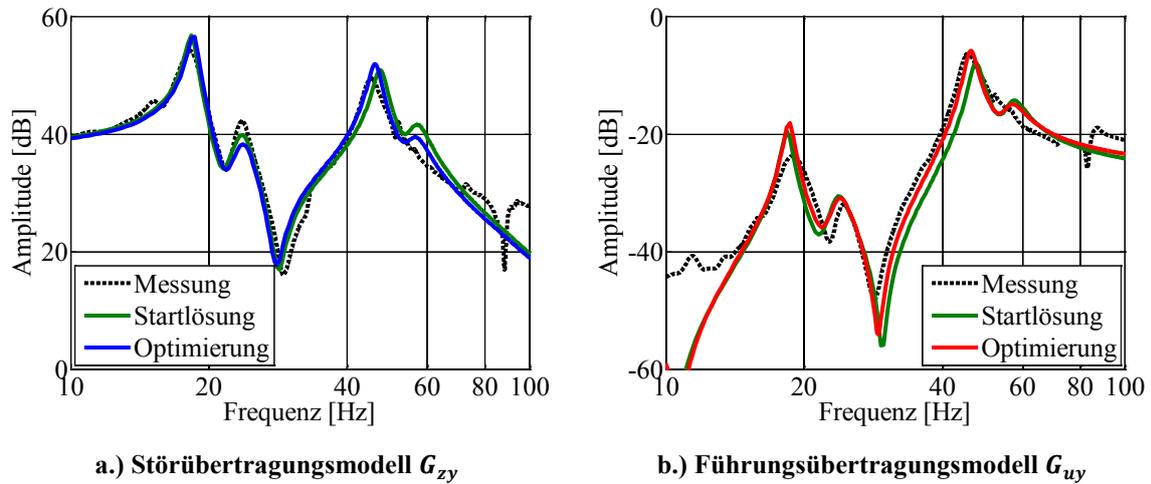


Abbildung 50: Amplitudengänge (Phase 3)

In der dritten und abschließenden Phase der Optimierung werden jetzt die Parameter aller Motorlager optimiert, um mögliche „Verspannungen“ des Modells zu beseitigen. Die in Abbildung 50 gezeigten Ergebnisse der Optimierung stellen für beide Übertragungsverhalten eine sehr gute Approximation des Systems dar. Die hier gefundenen Parameter werden für die weitere Verwendung der linearen ZR-Modelle in der Reglerentwurfsmethodik genutzt.

## Anhang C Simulation verschiedener Arbeitspunkte

Neben den in Abschnitt 7.3.3 dargestellten Simulationsergebnissen für den nach dem GPC-Ansatz entworfenen Regler werden nachfolgend die Ergebnisse weiterer simulierter, von der Einfederung des Lagers abhängigen Arbeitspunkte dargestellt. Hierbei werden Einfederungen (negatives Vorzeichen) als auch Ausfederungen (positives Vorzeichen) des Lagers untersucht.

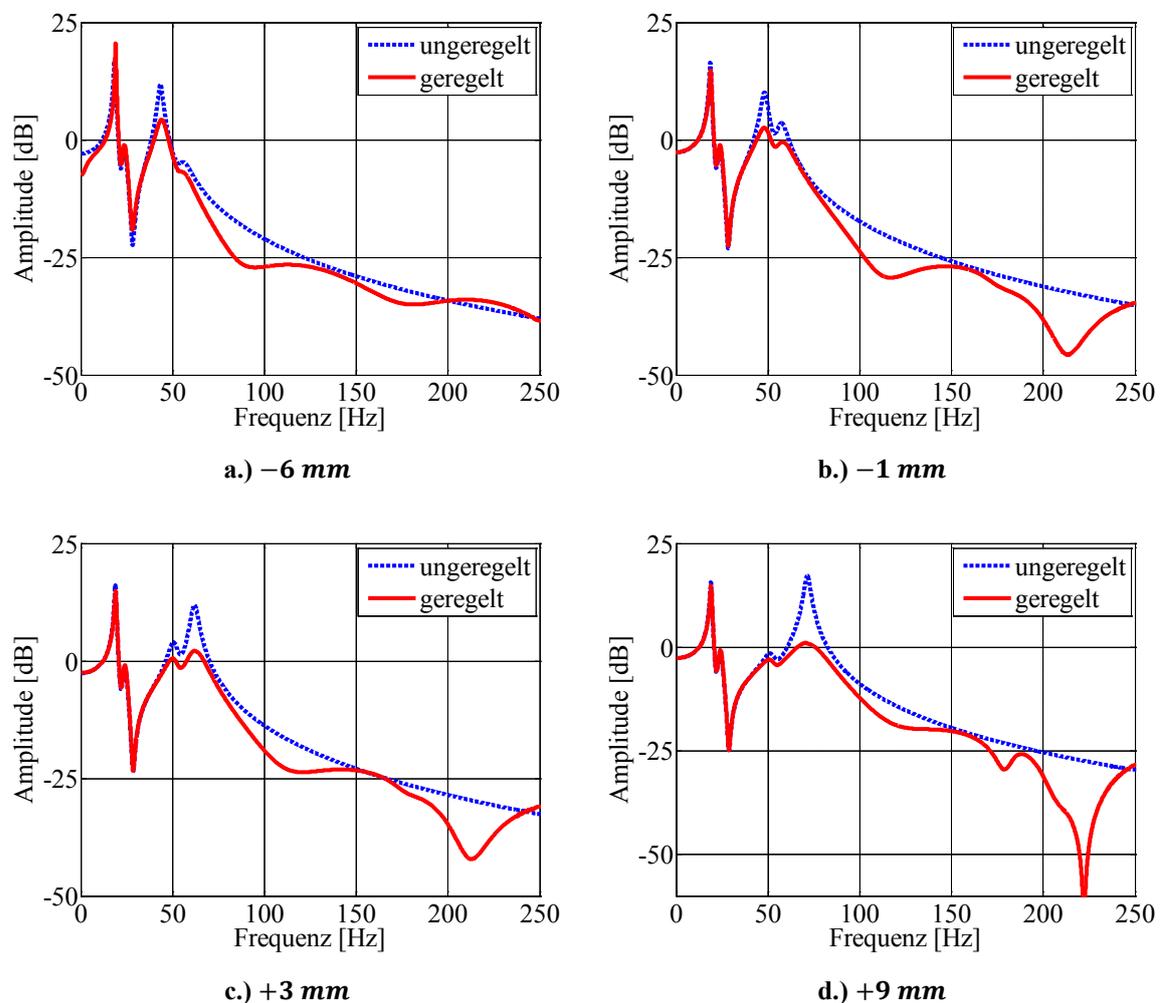


Abbildung 51: GPC-Simulationsergebnisse verschiedener Arbeitspunkte